

**T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DÜŞÜK SICAKLIK- YÜKSEK BASINÇ ŞARTLARI ALTINDA ÇALIŞAN
SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNDE OPTİMUM ÇALIŞMA ŞARTLARINI
SAĞLAYAN SİSTEMİN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Perihan ÖCAL
Enstitü No: 121120107**

**Anabilim Dalı: Makine Müh.
Programı: Termodinamik**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 01 Ağustos 2014

Tezin Savunulduğu Tarih: 11 Eylül 2014

Danışman: Prof. Dr. Kazım PIHTILI

Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN

Doç. Dr. Hikmet ESEN

EYLÜL-2014

ÖNSÖZ

Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanım amacına göre değişen buharlaştırıcı sıcaklıkları -20°C 'nin altına düşen uygulamalarda sistemin soğutma performansı ve sistemin ikinci kanun verimi önemli oranda düşmektedir. Ayrıca söz konusu sistemin tropikal iklim sınıfı (T tipi) olan bölgelerde kullanılması halinde, yüksek yoğunlaştırıcı sıcaklıklarına maruz kalacaktır. Bu durumda düşük buharlaştırıcı ve yüksek yoğunlaştırıcı sıcaklıklarına maruz kalan sistemin yüksek basınç oranına göre tasarlanması gerekecektir. Bu bakımdan ele alınan tasarım şartları dahilinde sistemin tek kademeli mi yoksa kademeli mi olması gerektiğine karar verilmelidir. Soğutma sistemlerinde kullanılan mevcut akışkanların doğaya zarar vermeleri, yüksek basınç oranlarında çalışma zorunluluklarının bulunması halinde volümetrik verimin aşırı düşmesini önlemek amacıyla uygun sistem ve akışkan seçimi hususunda yardımcı olacak bu çalışma yapılmıştır. Söz konusu çalışmanın gelecekte bu alanda yapılacak olan araştırmalara yardımcı olacağını ümit ediyoruz.

Çalışmada büyük emeği geçen danışman hocam sayın Prof. Dr. Kazım PIHTILI'ya sayın Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN'e ve sayın Doç. Dr. Meral ÖZEL'e içtenlikle teşekkürlerimi arz ederim.

Perihan ÖCAL

ELAZIĞ-2014

İÇİNDEKİLER

1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	8
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	8
2.2. Kademeli Soğutma Sistemleri	10
2.2.1 Doğrudan kademeli soğutma sistemleri	10
2.2.2. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemleri.....	15
2.3. Kademeli Sistemlerde Ara Soğutma İşlemi	17
2.3.1. Açık tip ara soğutucular	17
2.3.2. Kapalı tip ara soğutucular.....	18
2.3.3. Püskürtmeli tip ara soğutucular	19
2.3.4. Su soğutmalı ara soğutucular	20
2.4. Soğutucu Akışkanlar.....	20
2.4.1. Soğutucu akışkanlarda olması gereken özellikler	20
2.4.2. Organik soğutucu akışkanlar	21
2.4.3. İnorganik soğutucu akışkanlar	21
2.4.4. Karışım gazları	22
2.4.5. Alternatif soğutucu akışkanlar.....	22
2.5. Yağlama Yağı	22
2.5.1 Yağlama yağında aranan özellikler	23
2.5.2. Yağlama yağı çeşitleri	24
3. MATERYAL VE METOD	25
4. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	27
4.1. Tek Kademeli Sistem Termodinamik Analizi.....	27
4.2. Çift Kademeli Sistem Termodinamik Analizi.....	28
5. TERMODİNAMİK ANALİZ SONUÇLARI.....	33
5.1 Sistemin Basınç ve Sıcaklık Değerleri	33
5.2 Sistemin Volümetrik Verim Değerleri.....	40
5.3. Sistemin Kompresör Güç Değerleri.....	44
5.4. Sistemin Soğutma Performans Katsayı Değerleri	47
5.5. Sistemin Tersinmezlik Değerleri.....	50
5.6. Sistemin İkinci Kanun Verim Değerleri.....	52
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	60
KAYNAKLAR.....	63

EKLER.....	66
ÖZGEÇMİŞ.....	1

ÖZET

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde normal çalışma şartları içinde -20°C 'ye kadar olan buharlaştırıcı sıcaklıkları için genellikle tek kademeli çevrim kullanılmaktadır. Çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında ve yoğuşma sıcaklığı yüksek olan çalışma şartlarında soğutma kapasitesi ve performans katsayısının hızla düştüğü görülmektedir. Özellikle -30°C ile -60°C arasındaki sıcaklıklarda çalışma zorunluluğu doğduğunda, tek kademeli soğutma sistemleri yetersiz kaldığı görülür. Bu nedenle söz konusu sıcaklık aralıklarında, kademeli soğutma sistemleri kullanılması zorunlu olmaktadır.

Bilindiği gibi kompresör çıkış sıcaklıklarının 100°C 'nin üzerinde olması istenmeyen bir durumdur. Kompresör çıkış sıcaklığının çok yüksek olması halinde; yağlama yağının yanmasını ve kompresör mekanik aksamalarında termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların kısa sürede kullanılmaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına neden olur. Bu nedenle kademeli soğutma sistemlerinin kullanılması ile sistemin çalışma dengesi, basınç oranları, volümetrik verim, kompresör çıkış sıcaklıkları istenen çalışma şartlarına uygun hale gelir.

Bu çalışmada, basınç oranı, kompresör çıkış sıcaklığı, volümetrik verim, soğutma etkinlik katsayısı, ikinci kanun verimi ve çevreye olan etkileri bakımından mevcut akışkanlara alternatif olabilecek, bazı soğutucu akışkanlar ele alınmıştır. Esas alınan tasarım şartları ve soğutucu akışkanlar dahilinde, sisteme termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu uygulanmıştır. Sistem performansı, ikinci kanun verimi, kompresör çıkış sıcaklıkları, volümetrik verimi, ikinci kanun verimi ve güç tüketimi belirlenmiştir. Tek kademeli ve kademeli sistemler arasında gerekli mukayese yapılarak, kademeli sistemin gerekliliği ortaya konulmuştur. Ayrıca kademeli sistem için ele alınan akışkanlar , performansları bakımından mukayese edilerek, uygun alternatif akışkan belirlenmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Birinci kanun analizi, İkinci kanun analizi, İkinci kanun verimi, Tersinmezlik, Kademeli soğutma

SUMMARY

Determination of System That Provide Optimum Operating Conditions in cooling Cycles Working Under Low Temperature-High Pressure

In refrigeration cycles, but single-stage vapor systems have good performance at -20°C . Coefficient of performance and second law efficiency of system decreases rapidly at low evaporation temperature and highest condenser temperature. Especially between -30 and -60°C evaporation temperatures. Single-stage vapor compression systems will be insufficient. So for such that low evaporation temperature it will be necessary to use multi stage refrigeration systems.

As it is known the compressor exit temperature above 100°C is undesirable situation. If the compressor exit temperature is too high; lubricating oil burning and to increase the thermal stress in mechanical components of the compressor, it also causes the spoiled of the fluid properties. Therefore, using of a multi stage refrigeration cycles operating stability of the system, the pressure ratios, the volumetric efficiency, the exit temperatures of the compressor become suitable for operating conditions.

In this study some refrigerants are discussed in terms of compressor exit temperature, volumetric efficiency, coefficient of cooling performance, second law efficiency and environmental impact. Based on the design conditions and within the refrigerant, first and second law of thermodynamics has been applied to the system. Then coefficient of performance, the second law efficiency, the compressor exit temperature, volumetric efficiency, second law efficiency and power consumption has been identified. Required comparison made between single-stage and multi stage refrigeration cycles. Also suitable alternative fluids, have been determined by comparing their performances with each other.

Key Words: First law analysis, Second law analysis, Second law efficiency, Irreversibility, Multi stage refrigeration.

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Tek kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı.....	7
Şekil 2.2. Tek kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı.....	8
Şekil 2.3. Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı.....	11
Şekil 2.4. Açık tip soğutmalı kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı.....	11
Şekil 2.5. Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı.....	11
Şekil 2.6. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı.....	12
Şekil 2.7. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem P-h diyagramı.....	13
Şekil 2.8. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem T-s diyagramı.....	13
Şekil 2.9. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi.....	14
Şekil 2.10. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistem P-h diyagramı.....	14
Şekil 2.11. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı.....	14
Şekil 2.12. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı.....	16
Şekil 2.13. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı.....	16
Şekil 2.14. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı.....	16
Şekil 2.15. Açık tip ara soğutucu.....	18
Şekil 2.16. Kapalı tip ara soğutucu.....	19
Şekil 2.17. Püskürtmeli tip ara soğutucu.....	20
Şekil 3.1. Açık tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı.....	26
Şekil 3.2. Kademeli sistem P-h diyagramı.....	26
Şekil 3.3. Kademeli sistem T-s diyagramı.....	26
Şekil 4.1. Ara soğutma ünitesi.....	31

Şekil 5.1. Buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı basınç oranları.....	33
Şekil 5.2. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	34
Şekil 5.3. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	35
Şekil 5.4. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	36
Şekil 5.5. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	36
Şekil 5.6. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	37
Şekil 5.7. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	38
Şekil 5.8. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	38
Şekil 5.9. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	39
Şekil 5.10. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı.....	40
Şekil 5.11. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	41
Şekil 5.12. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	41
Şekil 5.13. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	42
Şekil 5.14. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	42
Şekil 5.15. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	43
Şekil 5.16. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem volümetrik verim değerleri.....	44
Şekil 5.17. Çift kademeli sistem ikinci kademe volümetrik verim değerleri.....	44
Şekil 5.18. Çift kademeli sistemde kompresör güç kazanımı.....	45
Şekil 5.19. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör güç değişimi.....	45
Şekil 5.20. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör güç değişimi.....	46
Şekil 5.21. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör güç değişimi.....	46
Şekil 5.22. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör güç değişimi.....	47
Şekil 5. 23. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem soğutma performans katsayısı.....	47
Şekil 5. 24. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem soğutma performans katsayısı.....	48
Şekil 5. 25. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem soğutma performans katsayısı.....	49
Şekil 5. 26. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem soğutma performans katsayısı.....	49
Şekil 5.27. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri.....	50
Şekil 5.28. $T_y = 50^{\circ}\text{C}$ için tek kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri.....	51
Şekil 5.29. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri.....	51

Şekil 5.30. Ty = 50°C için çift kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri.....	52
Şekil 5.31. Ty = 30°C için tek kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	53
Şekil 5.32. Ty = 50°C için tek kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	53
Şekil 5.33. Ty = 30°C için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	54
Şekil 5.34. Ty = 40°C için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	55
Şekil 5.35. Ty = 45°C için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	55
Şekil 5.36. Ty = 50°C için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	56
Şekil 5.37. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	56
Şekil 5.38. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	57
Şekil 5.39. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	57
Şekil 5.40. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	58
Şekil 5.41. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri.....	58

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. R717 için tek kademeli sistem hesap tablosu.....	66
Tablo 2. R22 için tek kademeli sistem hesap tablosu.....	67
Tablo 3. R600a için tek kademeli sistem hesap tablosu.....	68
Tablo 4. R290 için tek kademeli sistem hesap tablosu.....	69
Tablo 5. R410a için tek kademeli sistem hesap tablosu.....	70
Tablo 6. R717 için kademeli sistem hesap tablosu.....	71
Tablo 7. R22 için kademeli sistem hesap tablosu.....	72
Tablo 8. R600a için kademeli sistem hesap tablosu.....	73
Tablo 9. R290 için kademeli sistem hesap tablosu.....	74
Tablo 10. R410a için kademeli sistem hesap tablosu.....	75

SEMBOLLER LİSTESİ

TK	: Tek kademeli soğutma sistemi
ÇK	: Çift kademeli soğutma sistemi
T_y	: Yoğuşturucu sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
T_b	: Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
P_y	: Yoğuşturucu basıncı (bar)
P_b	: Buharlaştırıcı basıncı (bar)
P_a	: Kademeli soğutma sistemi ara basıncı (bar)
T_2	: Tek kademeli ve kademeli soğutma sistemi kompresör çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_L	: Soğutulan ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
T_0	: Çevre ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
n	: İlgili akışkanın politropik katsayısı
h	: Entalpi (kJ/kg)
s	: Entropi (kJ/kgK)
m	: Akışkan debisi (kg/s)
Q_0	: Soğutulan ortamdaki çekilen ısı yükü (kJ/s)
Q_b	: Buharlaştırıcıda birim kütle akışkan için çekilen ısı yükü (kJ/kg)
Q_y	: Yoğuşturucuda atılan ısı yükü (kJ/s)
COP	: Soğutma sistemi performans katsayısı
COP_{tr}	: Carnot soğutma makinesi performans katsayısı
W_{net}	: Net kompresör gücü (kW)
η_{II}	: İkinci kanun verimi

η_v	: Volümetrik verim
I_{DBK}	: Düşük basınç kompresörüne ait tersinmezlik (kJ/s)
$I_{ASOĞ}$	: Ara soğutma ünitesine ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{YBK}	: Yüksek basınç kompresörüne ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{YOG}	: Yoğuşturucu ünitesine ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{GEN1}	: 1 numaralı genişleme valfine ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{GEN2}	: 2 numaralı genişleme valfine ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{BUH}	: Buharlaştırıcı ünitesine ait tersinmezlik (kJ/s)
I_{net}	: Toplam tersinmezlik değeri (kJ/s)
DBK	: Düşük basınç kompresörü
YBK	: Yüksek basınç kompresörü
W_{DBK}	: Düşük basınç kompresör gücü (kW)
W_{YBK}	: Yüksek basınç kompresör gücü (kW)

1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde normal çalışma şartlarında -20°C 'ye kadar olan buharlaştırıcı sıcaklıkları için genellikle tek kademeli çevrim kullanılmaktadır. Daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında ve yoğunlaşma sıcaklığı yüksek olan çalışma şartlarında soğutma kapasitesi ve performans katsayısının hızla düştüğü görülmektedir. Özellikle de endüstriyel soğutma sistemlerinde -30°C ile -60°C arasındaki sıcaklıklarda çalışma zorunluluğu doğması halinde, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç oranı (P_y/P_b) 9'u aştığında, tek kademeli soğutma sistemlerinin yetersiz kaldığı görülür. Bu nedenle söz konusu sıcaklık aralıklarında, kademeli soğutma sistemleri kullanılması gerekmektedir. Bilindiği gibi kompresör çıkış sıcaklığının 100°C 'nin üzerinde olması istenmeyen bir durumdur. Kompresör çıkış sıcaklığının çok yüksek olması halinde; yağlama yağının yanmasını ve kompresör mekanik aksamalarında termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların kısa sürede kullanılmaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına, volümetrik verimin aşırı düşmesine neden olur. Bu durumda kademeli soğutma sistemlerin kullanılması ile sistemin çalışma dengesi, basınç oranları, volümetrik verim, kompresör çıkış sıcaklıkları istenen çalışma şartlarına uygun hale gelir.

Endüstriyel amaçlı çeşitli çalışma alanlarında soğutucu sistemleri soğutucu üniteler kullanılmaya başlanmıştır. Günlük hayatın ve endüstriyel çalışmaların sınırsız istek ve çalışma şartlarına uyum sağlayacak sistem tasarımı, seçimi ve kullanımı açısından bu sistemlerin hangi şartlarda en uygun çalışma ortamı sağlayacağı önemli araştırma konuları arasına girmiştir. Üretici firmaların belirlenen tasarım şartlarına göre imal edilerek ülke içinde ve ülke dışında satışa sunulan soğutucu sistemlerin, her coğrafik bölgede aynı performansla çalışabileceği iddiası doğru olmayan bir varsayımdır. Özellikle tasarım şartlarını zorlayan tropikal bölgelerde ve -20°C 'den daha düşük çalışma şartlarındaki uygulamalarda sistemin çalışmasında önemli problemlerle karşılaşilmektedir. Uygulamada genellikle tek kademeli soğutma sistemleri tercih edilmektedir. Ancak özellikle tropikal iklim bölgelerinde -30 ila -60°C gibi düşük buharlaştırıcı sıcaklık şartlarında çalışma zorunluluğu olan uygulamalarda $P_y/P_b > 9$ olması halinde tek kademeli soğutma çevriminin kullanılması her açıdan olumsuz olduğu bilinmektedir. Bu durumda kademeli soğutma sistemine geçiş zorunlu olmaktadır.

Bu çalışmada belirli tasarım şartlarında sistemin nasıl etkilendiğini gözetebilmek ve uygun çalışma koşullarını bilimsel olarak belirleyebilmek için mevcut soğutucu akışkanlara alternatif olacak şekilde farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak farklı çalışma şartları için birinci ve ikinci kanun verilerine dayalı olarak termo-ekonomik açıdan mukayeseli bir analiz yapılarak; belirlenen çalışma şartları için uygun sistemin ve uygun alternatif soğutucu akışkan türü belirlenmeye çalışılmıştır.

Tüm tasarımların hedefinde daha çevreci olmak, günlük yaşantımızda, endüstriyel sistemlerde kullandığımız tüm ürünlerde daha az enerji kullanan sistemlerin tasarımı ve kullanımı esas hedef olmaya başlamıştır. Yeni yapılan üretimlerde de bu hedefe yönelme görülmektedir. Soğutma sistemleri de enerji tüketen sistemler olduğundan dolayı bu sistemlerin tasarımında ve kullanımında, sistemlerin daha çevreci, daha az enerji tüketen olmaları üretimin temel hedefleri arasındadır. Bu hedeflere ulaşmak için uluslararası yada ulusal kuruluşlarca belirlenmiş standartlar çerçevesinde sistem, sistem bileşenlerinin tasarımı, üretimi ve kullanımı belirli kurallara bağlanmıştır. Çeşitli alanlar bu konuda gerekli mevzuat değişikliğine giderek standart üretime yönelmişlerdir. Tüm çalışmaların hedefinde daha yüksek bir enerji verimliliğine sahip ürünlerin üretilerek, tüketiciler için daha düşük maliyetli sistemlerin devreye alınması gereklidir. Soğutma sistemleri verimliliği sistem tasarımıyla başlar. Her soğutma sistemi, bir buharlaştırıcıya, bir kompresöre, bir yoğuşturucuya, termostatik genleşme valfine ve ölçü cihazlarına sahiptir. Bunlar soğutma üniteleri için gerekli olan temel bileşenlerdir. Bu bileşenlerin her birinin tasarımı, üretimi, kullanımı, sistem verimliliğini önemli oranda etkilemektedir. Etkin bir tasarımın hedefinde öncelikli konu, temel soğutma bileşenlerinin gerektiği şekilde birbiri ile uyumlu ve dengeli bir şekilde çalışmasını sağlamaktır. Bu husus uygun soğutucu sistemin tasarımını, seçimini sağlayacaktır. Soğutma sistemlerinde verimli bir çalışma düzeninin sağlanması için, soğutma sistemlerinin temel bileşenlerinin tasarımı ve üretimi ne kadar önemli ise; çevresel bileşenler ve uygun soğutucu akışkan seçimi de o kadar önem taşır. Soğutma mühendisleri sürekli olarak daha verimli, daha çevreci ve mevcut alternatif yeni soğutucu akışkanlar ve bileşenleri üzerinde çalışmalarını, deneylerini, araştırmalarını sürdürmektedirler. Özellikle karmaşık yapıya sahip kademeli soğutma sistemlerinde bu konu daha önem kazanmaktadır. Özellikle düşük buharlaştırıcı, yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında (tropikal ve ekvatorial iklim bölgelerinde) çalışma zorunluluğu olan soğutma sistemlerinde, gerek uygun sistem seçimi, gerekse uygun soğutucu akışkan

türünün belirlenmesi daha bilimsel bir temele dayandırmak için termo-ekonomik bir analizin yapılması zorunlu olmaktadır. İşte bu çalışma, buharlaştırıcı sıcaklık değeri -30°C ve daha düşük; yoğuşturucu sıcaklık değeri 30°C ve daha yüksek olan tasarım şartları esas alınarak yapılmıştır. Başka deyişle ele alınan çalışma, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınç oranının 9'dan büyük olması durumunda çalışma zorunluluğu olan soğutma sistemlerini kapsamaktadır. Şüphesiz esas alınan çalışmada tercih edilen sistem ve ele alınan soğutucu akışkan türleri, gelecekte değişebilir; ancak elde edilen sonuçların, gelecekteki araştırmalar ve çalışmalar için uygun bir temel oluşturabileceği kanaatindeyiz.

Kademeli soğutma sistemi ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalara bakıldığında zaman bu alanda ciddi bir eksiklik olduğu görülmektedir. Özellikle doğrudan kademeli sistemler konusunda yapılan çalışmalar çok sınırlı kalmaktadır. Mevcut çalışmalar da daha çok tek akışkanın ele alınmasıyla yapılmıştır.

Kademeli soğutma konusunda yapılan bir çalışmada, aynı çalışma şartlarında çalışan tek kademeli soğutma sistemi, tek kademeli ısı değiştiricili soğutma sistemi ve iki kademeli ekonomizörlü soğutma sisteminin performans analizi yapılmıştır. Her üç sistemde de soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Her üç soğutma sisteminin termodinamik analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda, aynı çalışma şartlarında en yüksek soğutma etkinlik katsayısı (COP) değerine, iki kademeli ekonomizörlü soğutma sisteminde ulaşılmıştır [1].

Bir diğer çalışmada ise, çift kademeli kritik üstü çalışan CO_2 çevriminin enerji tasarruf potansiyeli teorik olarak incelenmiştir. Evaporatör ve gaz soğutucu basınçları değişken parametre alınmış ve genleşme valfi yerine genleşme türbini kullanılması durumunda performans katsayısının nasıl etkilendiği gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda genleşme türbininin kullanımının yerinde olacağı sonucuna varılmıştır [2].

Çift kademeli sistemler üzerine Savaş ve Yalçın'nın yapmış oldukları çalışmada tek ve çift kademeli amonyaklı soğutma sistemlerinde daha basit donanım imkanlarının nasıl sağlanacağı üzerine yapılmıştır [3].

Bir başka çalışmada, Türkiye'de henüz yerli imalatı yapılmayan, düşük sıcaklıkta çalışan iki kademeli soğutma(kaskat) sistemleri incelenmiştir. Düşük sıcaklıkta çalışan soğutucu sistemlerin çalışma prensibi incelenerek, kademeli soğutma sistemini oluşturan mekanik elemanların özellikleri, düşük sıcaklıkta kullanılan soğutucu gazların fiziksel ve

termodinamik özellikleri, bu gazların sistem elemanlarıyla uyumluluğu düşük sıcaklığın sistemi oluşturan metaller üzerindeki ilişkisi ve ozon tabakasına etkisi araştırılmıştır, ayrıca iki soğutuculu kademeli soğutma sistemlerinde makine tasarımında uygulanacak hesaplama yöntemi formülize edilmiştir [4].

Yapılan çalışmalardan biri de, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performanslarını tahmin edebilmek konusundadır. Oluşturulan bir Fortran bilgisayar programı desteğiyle tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yer almaktadır. Farklı absorpsiyonlu soğutma sistemleri tartışılmış ve bu sistemlerin çevrimleri izah edilmiştir. Lityum bromür-su çifti ile çalışan çift kademeli paralel ve seri akışlı absorpsiyonlu çevrimler analiz edilmiş, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri de analiz edilip, bu iki sistemin performans katsayıları ve bunların işletme şartlarına olan hassasiyeti karşılaştırılmıştır. Lityum bromür - su çiftini kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri için parametrelerin etkileri, diyagramlar halinde sunularak karşılaştırma yapılmıştır. Çift kademeli çevrim için elde edilebilir maksimum STK, burada ele alınan çalışma şartları dahilinde tek kademeli çevrim için elde edilebilir olandan daha büyük olduğu tespit edilmiştir [5].

Bu konuda yapılan önemli çalışmalardan birinde alternatif akışkanlı iki kademeli kaskad soğutma sisteminin tasarımı, imalatı ve performans deneyleri yapılmıştır. Sistemde piyasadan temini mümkün olan soğutma elemanları kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık devresi (YSD) için R-404A, düşük sıcaklık devresi (DSD) için de R-508B soğutucu akışkanları seçilmiştir. Sistemde en hassas eleman olarak düşünülen kaskat ısı değiştirici için plakalı ısı değiştirici seçilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2°C daha düşük olarak -88°C buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75°C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu çalışma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) 1.05 olarak hesaplanmıştır [6].

Bir başka çalışmada ise ekserji analizi metodunun absorpsiyonlu soğutma sistemlerine nasıl uygulanacağı üzerinde durulmuştur. Bu çalışmada ekserji analiz yöntemi derinlemesine incelenmiş, birinci ve ikinci kanun yöntemleri hakkında detaya girilmeden temel bilgiler verilmiştir [7].

Günümüz kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın soğutucu akışkanlar amonyak NH_3 ve R22 akışkanlarıdır. Özellikle sistemlerin sanayideki

uygulamalarında amonyak gazı öne çıkmaktadır [8]. Molekülleri polar olduğundan su içinde yüksek oranda çözünür. Zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük kapasiteli tesislerde, soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır [9]. Ancak bu akışkanlardan çok iyi soğutma özelliklerine sahip olan amonyak zehirli olması ve genel anlamda soğutma sistemlerinde kullanılan bakır, alüminyum gibi malzemelerle ve yağlama yağı ile uyumsuz çalışması soğutma sektörünün önemli problemlerini teşkil etmektedir. Bu bakımdan amonyaklı sistemlerde çelik veya döküm malzeme kullanılması zorunlu olmaktadır. Amonyaklı sistemlerde sistem elemanlarının çelik ve dökümden oluşması nedeni ile amonyaklı soğutma sistemlerinin gereğinden fazla hantal ve pahalı olmasına neden olur. Ayrıca amonyaklı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı ve Py/Pb basınç oranının diğer ele alınan akışkanlara göre yüksek olması amonyaklı sistemlerde ciddi problem oluşturmaktadır. Özellikle kompresör çıkış sıcaklığının yüksek olması soğutma kompresöründe ve sistemin dengeli çalışmasında ciddi problemler oluşturmaktadır. Buhar sıkıştırmalı kademeli soğutma sistemlerinde sıklıkla kullanılan diğer bir akışkan ise HCFC grubu içinde yer alan R22 gazıdır. R22 gazı halen yoğun şekilde ticari soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, endüstriyel sistemlerde, ısı pompalarında, su soğutma kuleleri uygulamalarında kullanılmakta olan bir akışkandır. Ancak hidroklorofloro (HCFC) grubundan olan bu soğutucu akışkan yapısında; klor, flor, hidrojen, karbon gibi bileşenleri bulundurduğundan ozon tabakasının tahribatına ve sera etkisine neden olan bir gazdır. Nitekim 1974 yılında Molina ve Rowland, yaptıkları Nobel ödüllü çalışmaları sonucunda masum görünen CFC ve HCFC'lerin ozonu tükettiğini bildirmişlerdir[10]. Bu doğrultuda CFC'lerin kullanımı Türkiye'de 2010 yılında durdurulmuştur. Bu protokol gereği şu an geçici olarak kullanılmakta olan HFC grubu akışkanların en son kullanım tarihi 2030 yılıdır, bu tarihten sonra kullanımdan kaldırılacaktır. Yapılan araştırmalardan elde edilen sonuçlara göre; gelecekte bu akışkanlara en iyi alternatif olarak hidrokarbonlar önerilmiştir. Ancak çevre dostu bu akışkanların soğutma sistemlerinde kullanımı ve performansları ile ilgili daha kapsamlı bilimsel çalışmalara ihtiyaç bulunmaktadır. Farklı oranlarda HC karışımları, CFC ve HFC ile çalışan sistemlere uygunlukları, mevcut yağlama yağları ile uyumlulukları ve güvenlik önlemleri üzerine ilave çalışmalarla bu soğutucu akışkanlar soğutma sistemlerinde sorunsuz olarak kullanılabilecektir [11]. Örneğin, Propan günümüzde R22 ye alternatif olarak kullanılabilmektedir, özellikle düşük sıcaklık ve düşük basınç oranı ile R22 ye

alternatif olduğu tespit edilmiştir. Yüksek sıcaklık ve basınç koşullarında da iyi performans gösterdiği görülmüştür [12].

Bu çalışmada kademeli soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan NH_3 ve R22 gibi soğutucu akışkanlara alternatif oluşturabilecek hidrokarbon grubundan olan Propan (R290), izobütan (R600a) ve bir karışım gazı olan R410a ele alınmıştır. Nitekim bu yönde yapılan araştırmalar hidrokarbonların daha önce kullanılan çoğu akışkanlara alternatif oluşturabileceğini ortaya koymuştur. R290 ve R600a gibi hidrokarbonların kullanım alanları, endüstriyel soğutma sistemleri, gıda soğutma sektörü, ticari soğutma uygulamaları, soğuk depoculuk vb. alanlardır. Ucuz ve sistem maliyeti düşük bir gazdır. Hidrokarbon bileşimli gazlar; zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, soğutma sistemi ekipmanları değişmeden çalışabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır [13]. Ayrıca R600a ve R290 avantajlarından biri de hem mineral hem de sentetik yağlarda çözünebilir olmalarıdır [14].

CFC ve HCFC'a alternatif oluşturacak akışkanlardan önemli bir kısmını karışım gazları oluşturmaktadır. Karışım gazlarından ise çoğunluğu hidrokarbonlardan oluşur. Bu şekilde elde edilen alternatiflerden biri hidrokarbonlar ile hidroflorokarbonlardan uygun akışkanların elde edilmesi yöntemidir. Bu tür çalışmalara örnek teşkil edecek doğrultuda Arcaklıoğlu ve Erişen in yapmış olduğu çalışmada şu anda mevcut sistemlerde yaygın olarak kullanılan CFC grubundan R12, R22 ve R502, HFC grubundan R134a, R152a, R125, R143a ve R32, HC grubundan R290 ve R600a soğutucu akışkanların ikili, üçlü ve dörtlü olarak, farklı oranlardaki karışımları üzerinde de gerekli çalışmalar sürdürülmektedir [15]. Ching-Song Jwoa, Chen-Ching Ting, Wei-Ru Wanga tarafından R290 ve R600a hidrokarbon akışkanlarından %50 oranında alınarak elde edilen karışımın R134a'ya göre %4.4 güç kazanımı ve %40 oranında daha az soğutucu akışkan ile aynı soğutmanın yapılabilceği ortaya konulmuştur [16]. Wongwises ve Chimres çalışmasında R290 ile R600a dan %60 ve %40 oranında elde ettikleri karışımın R134a'ya alternatif oluşturabileceğini tespit etmişlerdir [17]. Hammed ve Alsaad yapmış olduğu çalışmada R12 ye alternatif oluşturmak üzere R290, R600 ve R600a dan elde ettikleri karışım soğutucu akışkanının -12°C evaporatör sıcaklığı ve 27°C kondenser sıcaklığı için alternatif oluşturabileceğini ortaya koymuşlardır [18]. Görüldüğü gibi hidrokarbonlardan belirli oranlarda elde edilen karışımlarla, kloroflorokarbon, hidrokloroflorokarbon ve

hidroflorokarbonlara alternatif akışkanların elde edilebileceği ortaya konulmuştur. Ayrıca daha önce yapılan çalışmalardan Lampugnani, M. Zgliczynski R290'ın, R22 ve R502'ye alternatif olarak kullanılabileceğini ortaya koymuştur [19]. Ancak bu faydalarının yanı sıra Özcan, ve Arcaklıoğlu'nun çalışmasında belirttiği gibi Hidrokarbonların yüksek yanıcılık ve patlayıcılık özellikleri, üreticileri kapsamlı güvenlik önlemleri almaya zorlamış ve soğutma sistemlerinde hidrokarbon kullanan birçok ülkede bu sistemlerin çalışma standartlarını belirlemek üzere kanun ve tebliğler yürürlüğe konulmuştur [11].

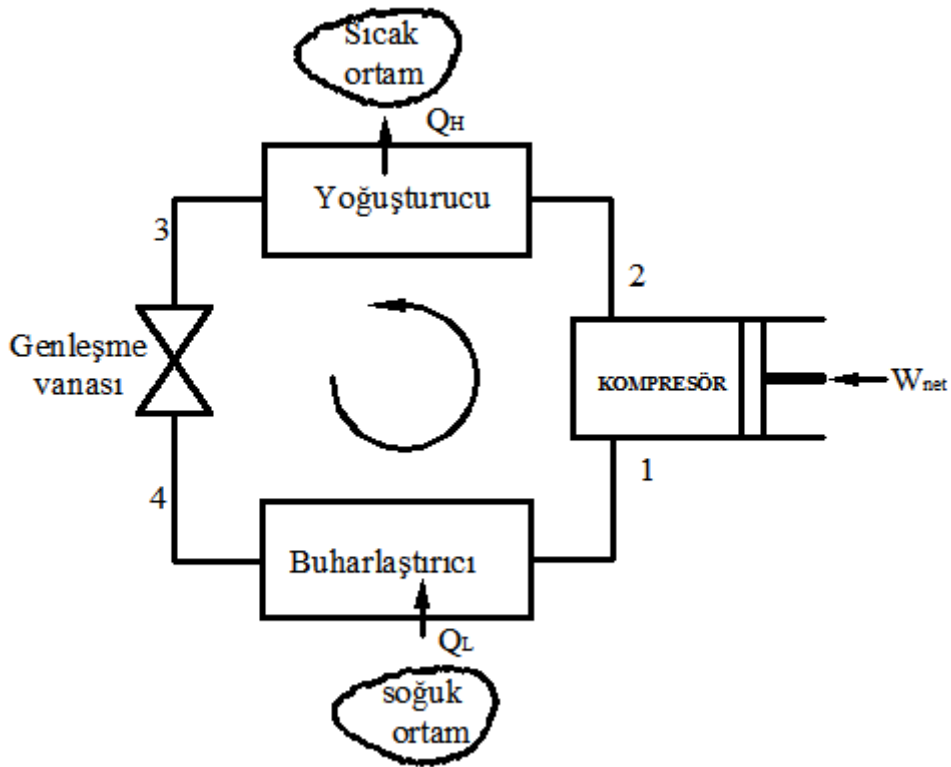
Soğutucu akışkanlarda karşılaşılan problemlerden bir diğeri ise düşük sıcaklık uygulamaları olan endüstriyel sistemler ve bu sistemlerin tropikal iklim şartlarında yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının 40°C'yi aştığı bölgelerde iyi performans gösterip göstermedikleridir. Nitekim soğutucu akışkanlarda buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmesi ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının artması; buharlaştırıcı basınçlarının azalmasını, yoğunlaştırıcı basınçlarının artmasını gerektirir. Bu durum ise yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç oranlarının artmasına neden olur. Dolayısıyla yüksek basınç oranları sistemden alınan iç verimi ve volümetrik verimi düşürdüğü gibi, aynı zamanda akışkan cinsine bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklıklarını da önemli oranda artırmaktadır. Bahsedilen nedenlerden dolayı çalışmamızda ele alınan tasarım şartları dahilinde esas alınan akışkanlar için öncelikle tek kademeli sistem hesapları ardından da iki kademeli sistem hesapları yapılmış ve iki kademeli sistemlerin gerekliliği ortaya konulmuştur. İki kademeli sistemlerde ise en iyi performansı gösteren akışkan belirlenmiştir.

2. GENEL BİLGİLER

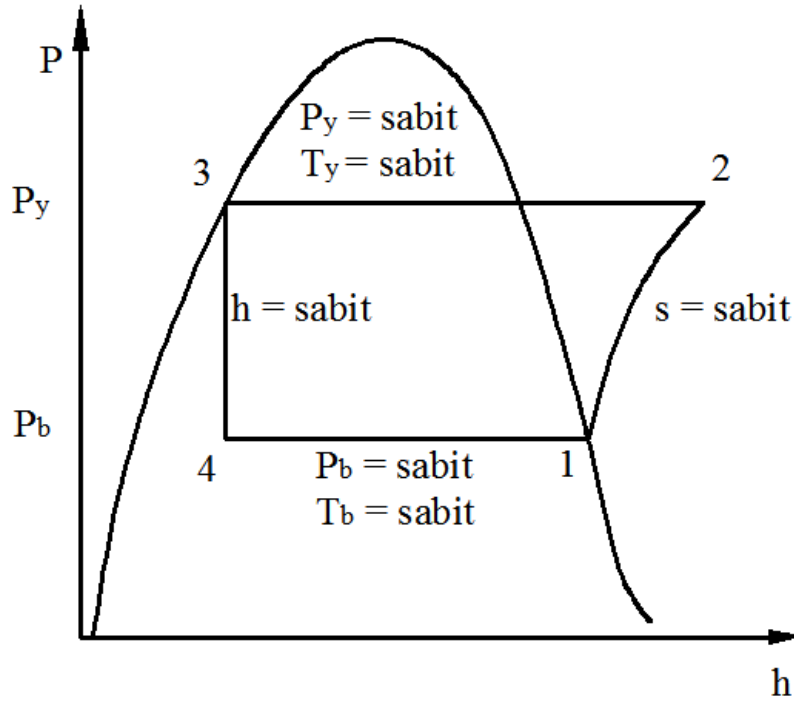
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemleri

Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ev ve ticari tip soğutma sistemleri yanı sıra, ısı pompaları, iklimlendirme sistemleri gibi sistemlerde de sıklıkla kullanılan bir çevrimdir. Soğutma çevrimleri daha düşük sıcaklığa sahip bir ortamdan daha yüksek sıcaklığa sahip bir ortama ısı atılması esasına dayanarak çalışırlar. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'de buhar sıkıştırma soğutma sistemine ait çalışma prensibi, sistemde bulunması gereken temel elemanlar ve ideal çevrime ait P-h diyagramı verilmiştir. Verilen ideal çevrimde;

- 1-2 işlemi; kompresörde sabit entropide (izentropik) sıkırtmayı,
- 2-3 işlemi; yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılarak gazın sıvılaştırılmasını,
- 3-4 işlemi; genleşme vanasında sabit entalpide basınç düşüşünü,
- 4-1 işlemi; buharlaştırıcı bölümünde sabit basınçta ısı çekilmesini göstermektedir.



Şekil 2.1. Tek kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı



Şekil 2.2. Tek kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı

Bu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak kompresöre gelen soğutucu akışkan, kompresörde izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıcaklığı çevre sıcaklığının üstüne çıkan akışkan, yoğuşturucu boyunca sabit basınçta suya veya çevre havasına ısı atarak gaz halinden doymuş sıvı akışkan haline geçer, yani faz değiştirir. Yoğuşturucuda doymuş sıvı haline gelen akışkan bir genleşme vanasından yada kılcal borudan geçirilerek sabit entalpide buharlaştırıcı basıncına kadar basınç düşümüne uğrar. Basıncı düşen akışkan buharlaştırıcıda, soğutulan ortamdan akışkanın gizli ısı kadar ısı alarak doymuş buhar olarak buharlaştırıcıyı terk eder. Çevrim böylece tamamlanmış olur.

Tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri küçük çaplı soğutmalarda (ev ve ticari tip) ihtiyaca cevap verirken, yüksek yoğuşturucu ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında yani yüksek basınç oranlarında yetersiz kalır, çünkü yüksek basınç oranları kompresör çıkış sıcaklıklarının yüksek olmasına, volümetrik verimin düşmesine, gerekli kompresör gücünün artmasına ve birim soğutma yükü için harcanan gücün artmasına neden olmaktadır. Ayrıca yüksek basınç oranlarında yoğuşturucu çıkışındaki sıvı akışkanı direk buharlaştırıcı basıncına genleştirmek ekonomik olmayacaktır. Bu durumda tek

kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri yerine, kademeli soğutma sistemleri önem taşımaktadır.

2.2. Kademeli Soğutma Sistemleri

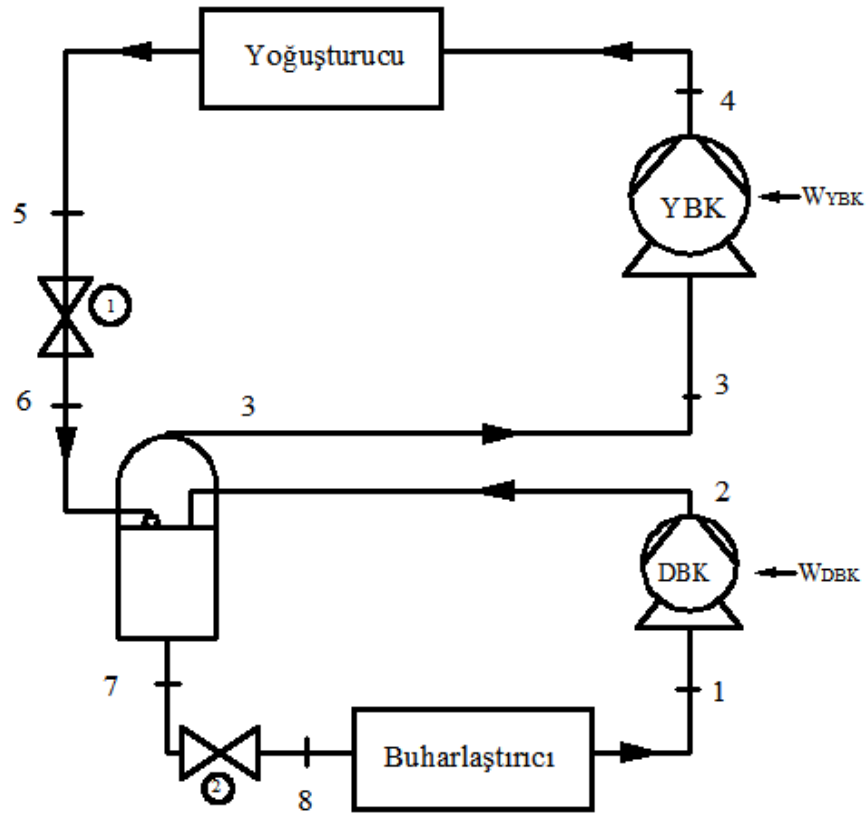
Soğutma sistemlerinde amaca uygun olarak yoğuşturucu sıcaklıklarının yüksek olduğu ortamlarda, T tipi iklim sınıfı gibi (16-43°C), ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşük olması gereken ortam (endüstriyel soğutma vb.) gibi ortamlar için tasarlanan soğutma sistemlerinde, tek kademeli sistem kullanılması halinde kompresör çıkış sıcaklığı, basınç oranı oldukça yüksek kalmakta ve volümetrik verim düştüğünden, sistemden istenen verim alınamaz. Bu durumda özellikle yüksek basınç oranına cevap verecek kademeli sistemlere ihtiyaç duyulur. Kademeli sistemler başlıca iki kısma ayrılır. Bunlar doğrudan kademeli soğutma sistemleri ve kaskat soğutma sistemleridir.

2.2.1 Doğrudan kademeli soğutma sistemleri

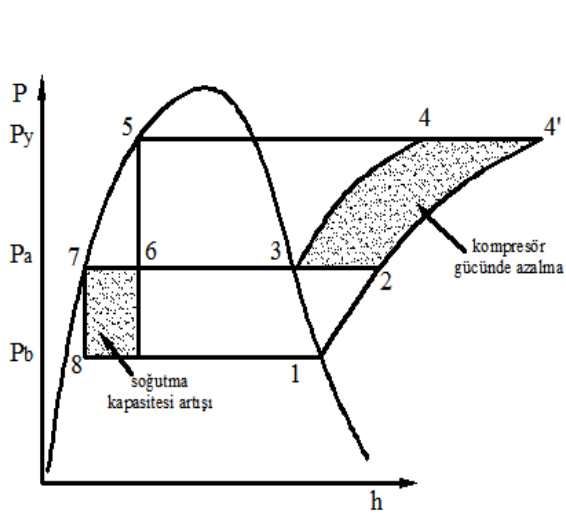
Doğrudan kademeli soğutma sistemleri iki yada daha çok kademeli olabilir. Bu tür soğutma sistemlerinde kompresörler birbirine seri bağlıdır. Bu nedenle düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları uygulaması olan endüstriyel soğutma sistemleri (-30°C ile -70°C aralığı gibi) sistemlerde doğrudan kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin kullanımı daha uygundur. Bu tür soğutma sistemlerini üç gruba ayırmak mümkündür.

2.2.1.1 Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemleri

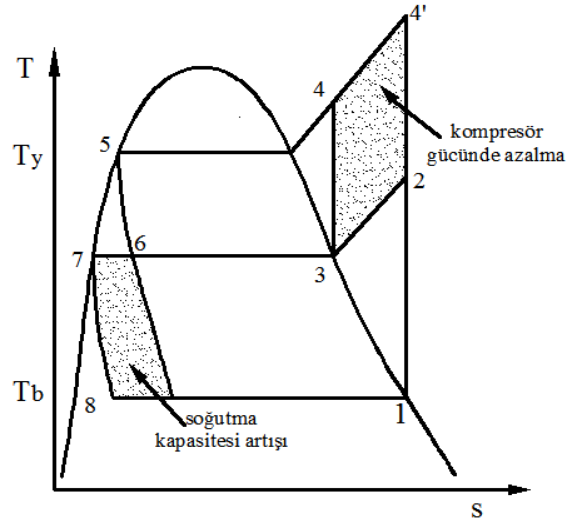
Doğrudan kademeli soğutma sistemlerinin diğer bir türü ise açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemleridir. Şekil 2.3'te açık tip doğrudan kademeli soğutma sistemi şeması görülmektedir. Şekil 2.4 ve 2.5'de ise ilgili sistemin sırasıyla P-h ve T-s grafiği görülmektedir. İlgili şekillerde de görüldüğü gibi buharlaştırıcıda ortamdan ısı çekildikten sonra, akışkan düşük basınç kompresöründe sıkıştırılır, ardından ara soğutucuda soğutulduktan sonra yüksek basınç kompresörüne gelir ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır, yoğuşturucu basıncına gelen akışkan kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve doymuş sıvı olarak yoğuşturucuyu terk eder.



Şekil 2.3. Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı



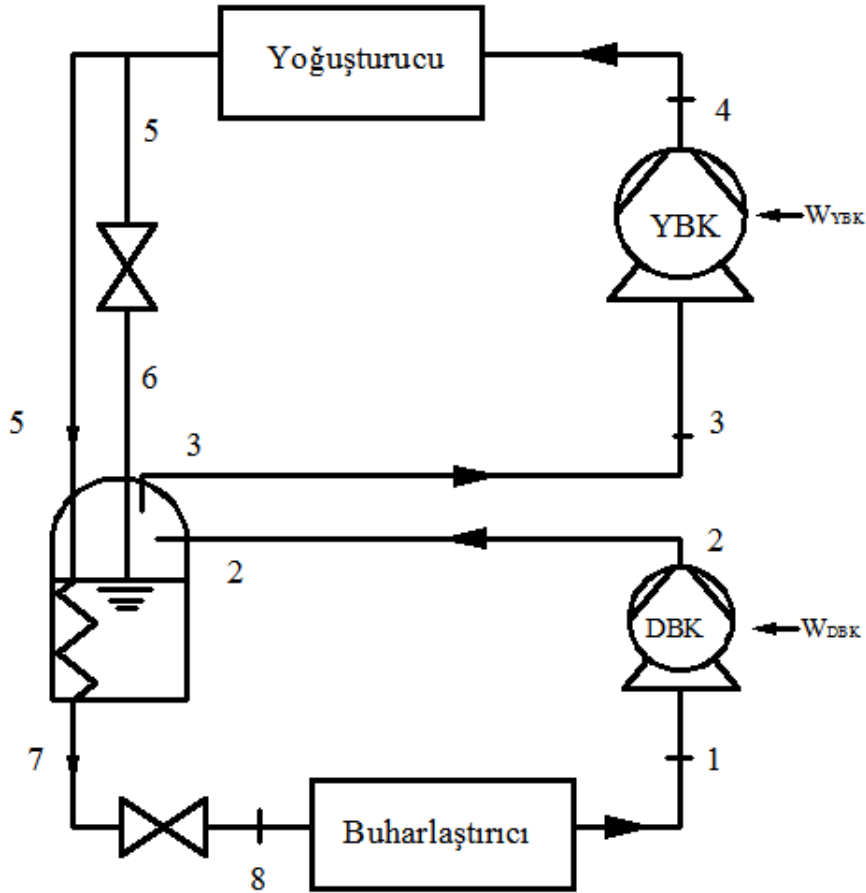
Şekil 2.4. Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı



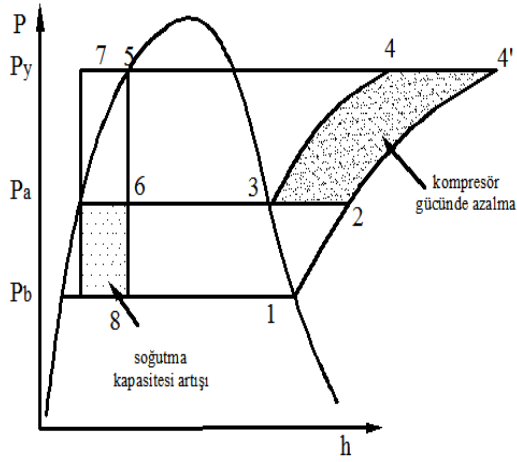
Şekil 2.5. Açık tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı

2.2.1.2. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemleri

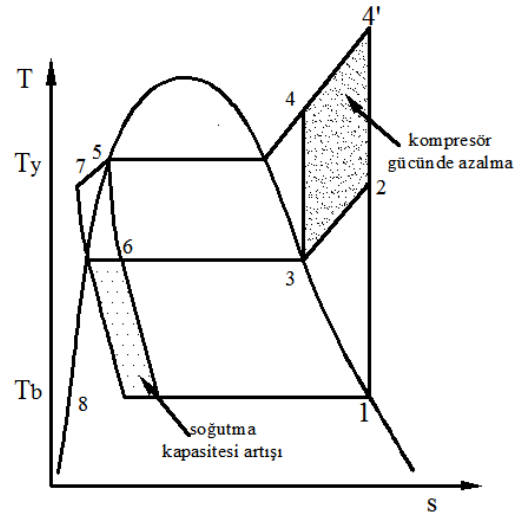
Bu tip soğutma sistemleri de doğrudan kademeli soğutma sistemlerinin bir türünü oluşturur. Gelen doymuş sıvı ara soğutucudan aşırı soğuma işlemine uğrar, dolayısıyla basıncı değişmez, yoğuşturucu basıncında kalır; ancak sıcaklığı bir miktar doyma sıcaklığının altına iner. Bu soğutucuda tek genleşme vanası ile genleşme yapılır. Bu durum sıvı hattında buhar olmasını önler ve genleşme vanası öncesi akışkanın yüksek basınca sahip olmasını sağlar. Düşük basınç kompresöründen gelen kızgın buhar ise ara soğutucudan geçerek, ara basınç için sıcaklığı düşürülmüş şekilde doymuş buhar haline gelir. Ara basınçta doymuş buhar yüksek basınç kompresörüne gider. Kapalı tip ara soğutucularda açık tipe göre yük değişimi daha azdır. Şekil 2.6, Şekil 2.7 ve Şekil 2.8 'de ilgili sisteme ait şematik diyagram, P-h ve T-s diyagramları verilmiştir.



Şekil 2.6. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem şematik diyagramı



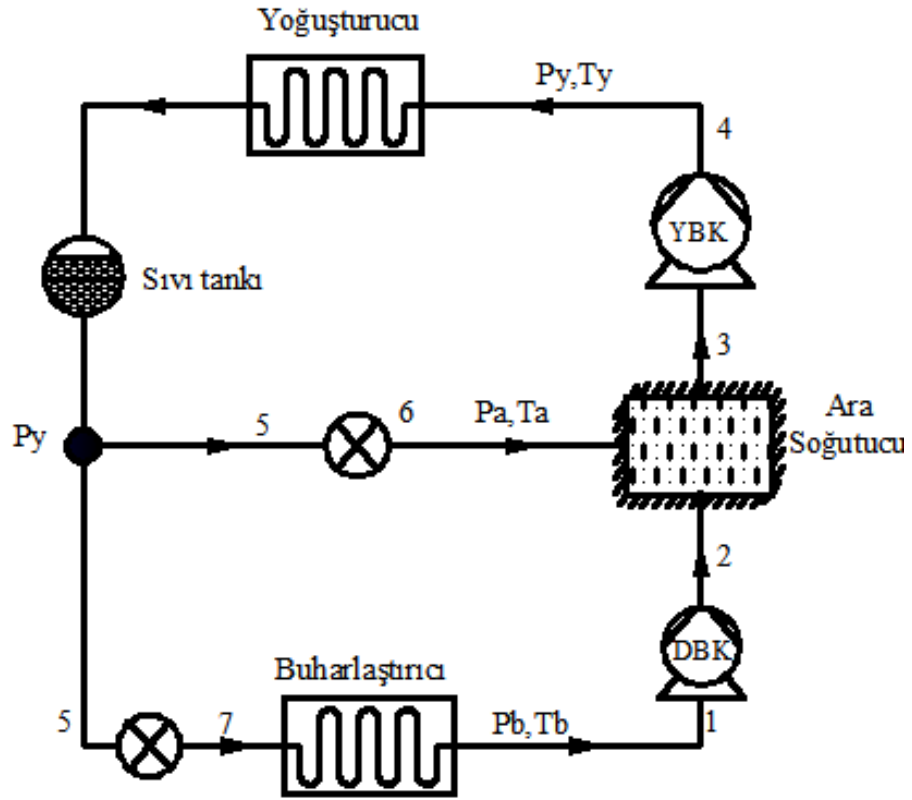
Şekil 2.7. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem P-h diyagramı



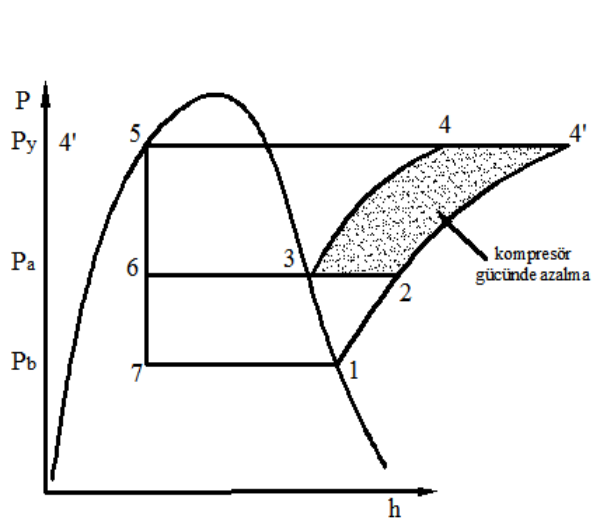
Şekil 2.8. Kapalı tip ara soğutmalı kademeli sistem T-s diyagramı

2.2.1.3. Püskürtmeli tip ara soğutmalı kademeli soğutma sistemleri

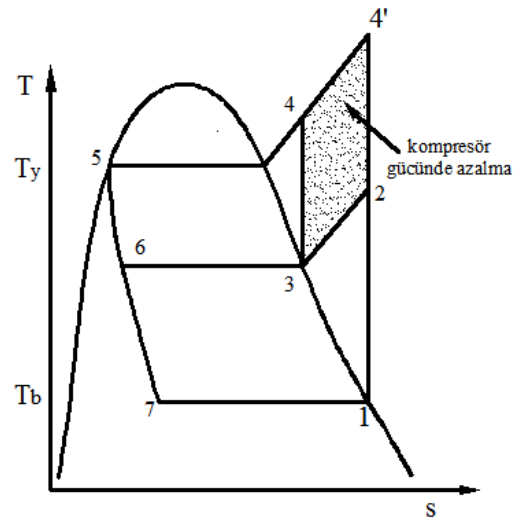
Bu tür ara soğutuculu soğutma sistemlerinde düşük basınç kompresörü çıkışında yüksek sıcaklığa sahip olan gaz, kendisine göre kısmen daha soğuk olan sıvı tankından gelen sıvı soğutucu akışkanın püskürtülmesi ile ısı çekilir. Şekil 2.9'da püskürtmeli soğutma sistemine ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi çalışma prensibi, Şekil 2.10 ve Şekil 2.11' de ise püskürtmeli soğutma sistemine ara soğutmalı kademeli soğutma sistemine ait P-h ve T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.9. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi



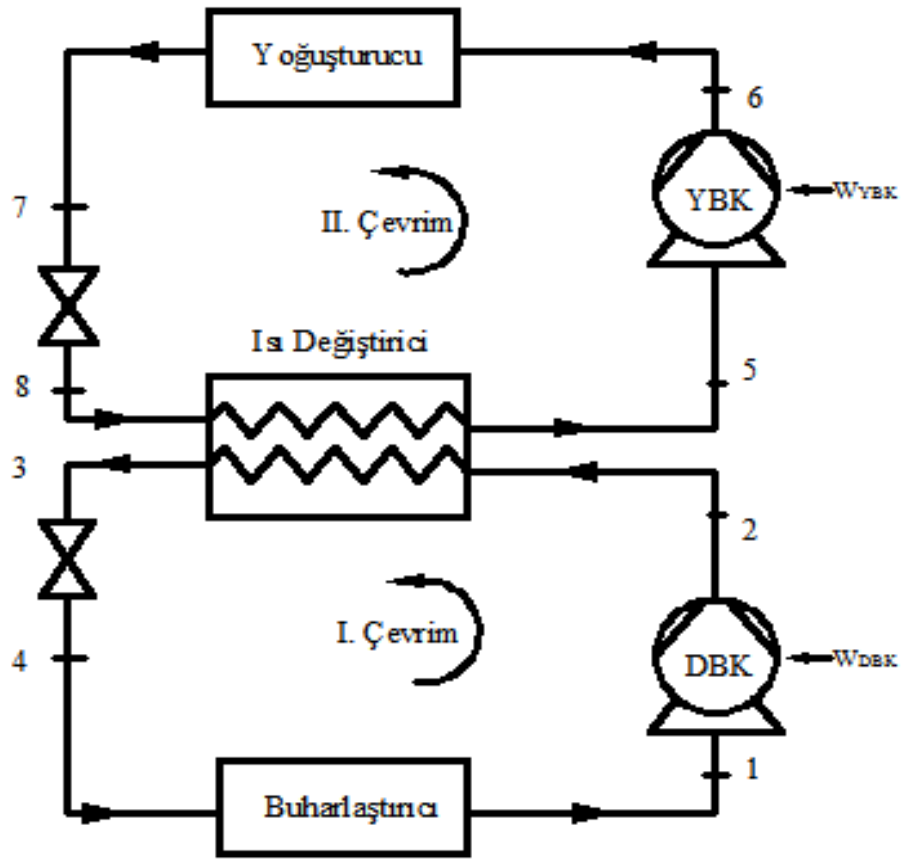
Şekil 2.10. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı



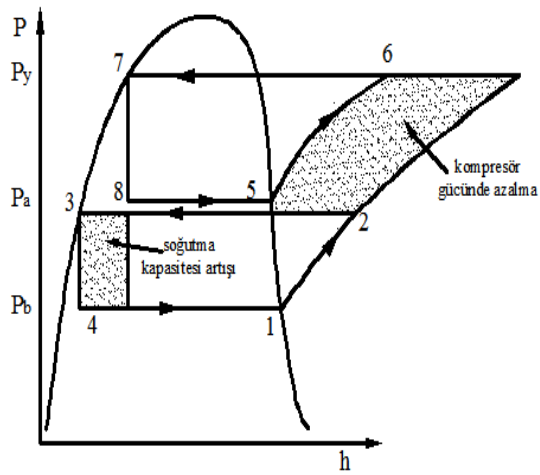
Şekil 2.11. Püskürtmeli ara soğutmalı kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı

2.2.2. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemleri

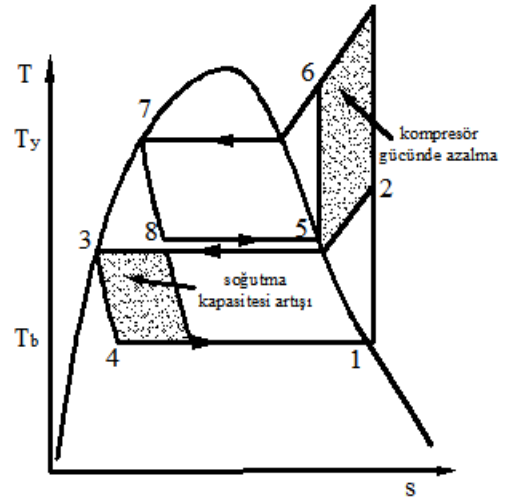
Kaskat sistemler amaca uygun olarak birden fazla devreden oluşurlar. Her devrede sırasıyla daha düşük kaynama sıcaklığına sahip akışkan kullanılarak, en son düşük sıcaklık devresi denilen devrede en düşük kaynama sıcaklığına sahip akışkan kullanılır. Birinci devrede yoğuşturucu konumunda olan cihaz diğer devrenin buharlaştırıcısı konumundadır. Kaskad soğutma sistemleri, doğrudan kademeli soğutma sistemlerine göre daha düşük soğutma uygulamalarında kullanılabilir. Daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarına sahip sistemlerde (-70-200°C gibi) iki ve daha fazla akışkanın kullanıldığı kaskat tipi kademeli sistemlerin kullanılması daha uygun olmaktadır. Şekil 2.12'de iki akışkanın kullanıldığı kademeli kaskat tipi soğutma sistemine ait şema görülmektedir. Şekil 2.13 ve Şekil 2.14'te ise ilgili çevrimin P-h ve T-s diyagramları yer almaktadır. Şekillerden de görüldüğü gibi kademeli sistemde mevcut iki ayrı akışkanın kullanıldığı iki çevrim vardır. Birinci çevrimde buharlaştırıcı asıl soğutma yapılan ortamdan aldığı ısıyı düşük basınç kompresörüne, düşük basınç kompresöründen ara basınca kadar sıkıştırılan akışkan ısı değiştiricisinde ısınıp ikinci akışkanın bulunduğu ikinci çevrime verir. Isısını ikinci çevrime veren akışkan, genleşme valfinden geçerek buharlaştırıcı basıncına ulaşır ve buharlaştırıcıya gelir. Isıyı alan ikinci akışkan yüksek basınç kompresöründe yoğuşturucu sıcaklığına kadar sıkıştırılır. Yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılan akışkan ısınıp atmak üzere yoğuşturucuya gelir, burada ısınıp çevre ortama atarak yoğuşturucuyu doymuş sıvı olarak terk eder. II. çevrim akışkanı son olarak genleşme valfinde genleşerek ara basınca ulaşır ve ısı değiştiricisine gelir.



Şekil 2.12. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı



Şekil 2.13. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı



Şekil 2.14. Kaskat tipi kademeli soğutma sistemi T-s diyagramı

Kademeli soğutma sistemleri kademesiz soğutma sistemlerine göre ;

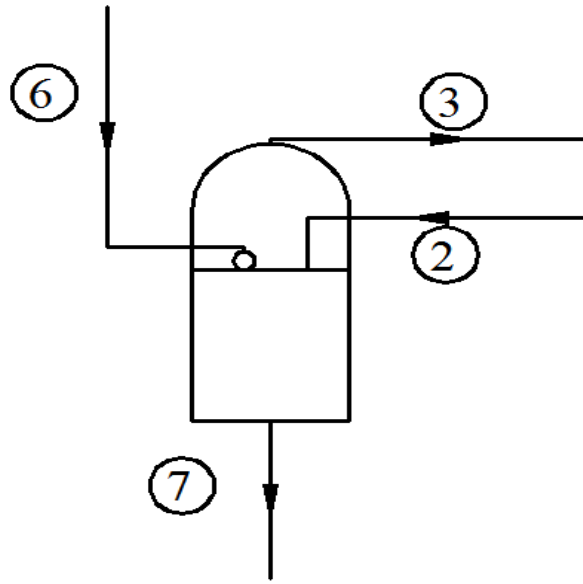
1. Daha verimlidir,
2. Kompresör çıkış sıcaklıkları daha düşük olur,
3. Daha az kompresör gücü gerektirir.

2.3. Kademeli Sistemlerde Ara Soğutma İşlemi

Soğutma sistemlerinde kompresör çıkış sıcaklığı önemli bir parametredir. Bu sıcaklığın genellikle 100°C üzerine çıkması ve kompresör gücünün yüksek olması istenmeyen bir durumdur. Ayrıca yüksek çıkış sıcaklıkları soğutma etkisini azaltacağından aynı soğutma etkisini oluşturmak için düşük basınç kompresörüne daha fazla hacimde akışkan şarjı gerekecektir. Kademeli soğutma sistemlerinde kompresör çıkış sıcaklıklarının aşırı yüksek olmasını önlemek ve gerekli kompresör gücünü düşürmek ve volümetrik verimin yükseltilmesi amacıyla uygun ara soğutucuların kullanılması gerekir. Bu anlamda ara soğutucu türünün doğru seçilmesi önem taşımaktadır. Başlıca ara soğutucuları 5 sınıfta incelemek mümkündür. Bunlar açık tip, kapalı tip, kuru-genleşmeli, püskürtmeli ve su soğutmalı ara soğutuculardır.

2.3.1. Açık tip ara soğutucular

Bu tip soğutucularda yoğuşturucu çıkışında sıvı haldeki akışkan ara soğutucuya gelerek basıncı ara basınca ulaşır ve ara basınca ait doyma sıcaklığına kadar soğur. Bu sistemde kondenser çıkışı sıvı akışkanı direk buharlaştırıcı basıncına genleştirmek, yerine önce ara basıncına, daha sonra buharlaştırıcı basıncına genleştirilir. Ara soğutucudaki sıvıyı soğutmak, düşük basınç kompresörüne ait, soğutma başına düşen gücü azaltacaktır. Düşük basınç kompresörü çıkışında ara basınçta kızgın buhar durumunda olan akışkan, ara soğutucuya gelerek ara basınçta doymuş buhar olana kadar soğutulur. Bu tip ara soğutucunun sıcaklığı ilgili ara basıncın doyma sıcaklığıdır. Bu soğutucu türünün avantajı basit uygulanabilir, ekonomik ve hemen hemen tüm akışkanlarda uygulanabilir olmasıdır. Dezavantajı ise çift genleşmenin kullanılması ve soğutucu akışkan seviyesini kontrol etmenin zorluğudur. Şekil 2.15'te açık tip ara soğutucu görülmektedir.



Şekil 2.15. Açık tip ara soğutucu

Burada şekildeki devre tanımları:

6 nolu işlemi: yoğuşturucu çıkışında sıvı akışkanın ara soğutucuya gidişini,

7 nolu işlemi: ara basıncında doymuş sıvı şartlarındaki akışkanın buharlaştırıcıya gidişini,

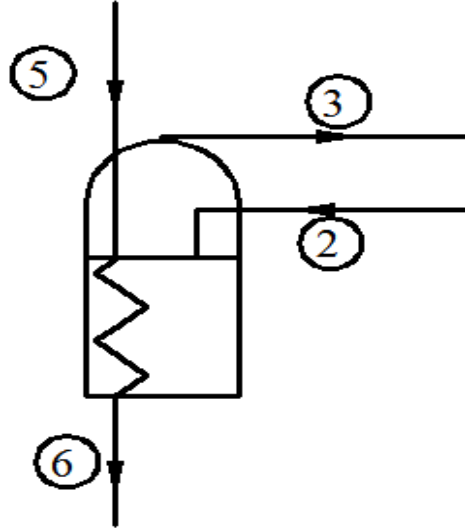
2 nolu işlemi: düşük basınç kompresör çıkışında ara basıncında kızgın buharın ara soğutucuya girişi,

3 nolu işlemi: doymuş buhar fazındaki akışkanın, yüksek basınç kompresörüne gidişini göstermektedir.

2.3.2. Kapalı tip ara soğutucular

Bu tip ara soğutucularda yoğuşturucudan gelen doymuş sıvı, ara soğutucudan aşırı soğuma işlemine uğrar, dolayısıyla basıncı değişmez, yoğuşturucu basıncında kalır; ancak sıcaklığı bir miktar doyma sıcaklığının altına iner. Bu soğutucuda tek genleşme vanası ile genleşme yapılır. Bu durum sıvı hattında buhar olmasını önler ve genleşme vanası öncesi akışkanın yüksek basınca sahip olmasını sağlar. Düşük basınç kompresöründen gelen kızgın buhar ise ara soğutucudan geçerek, ara basınç için doymuş buhar haline gelir. Ara basınçta doymuş buhar yüksek basınç kompresörüne gider. Kapalı tip ara soğutucularda açık tipe göre yük değişimi daha azdır. Şekil 2.16. bu tip ara soğutucuya örnektir. Şekilde

5 numaralı akışkan yoğuşturucu basıncından gelerek, basıncı değişmeden aşırı soğutulur ve buradan buharlaştırıcıya gitmek üzere önce genleşme vanasından geçerek basıncı düşürülür. 6 numaralı akışkan genleşme vanasına gitmektedir. 2 numaralı akışkan

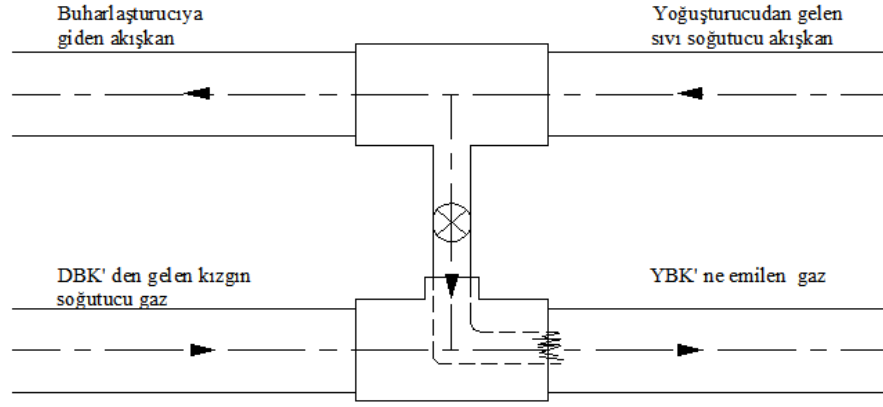


Şekil 2.16. Kapalı tip ara soğutucu

düşük basınç kompresöründen gelen ara basınçta kızgın buhardır. 3 numaralı akışkan ise ara basınçta doymuş buharın yüksek basınç kompresörüne gidişini göstermektedir.

2.3.3. Püskürtmeli tip ara soğutucular

Ara soğutuculardan bir diğeri ise püskürtmeli ara soğutuculardır. Bu tür soğutucularda düşük basınç kompresörü çıkışında yüksek sıcaklığa sahip olan soğutucu gaz, kendisine göre kısmen düşük sıcaklıkta ve yoğuşturucudan gelen sıvının bir kısmının düşük basınç kompresöründen gelen kızgın buhar halindeki sıcak gaz üzerine püskürtülmesi ile akışkan sıcaklığı belirli oranda düşürülür. Şekil 2.17'de püskürtmeli soğutma sistemine ait ara soğutucu görülmektedir.



Şekil 2.17. Püskürtmeli tip ara soğutucu

2.3.4. Su soğutmalı ara soğutucular

Düşük sıcaklıklı su kaynaklarının bulunduğu yerde bu tür ara soğutucular kullanılabilir; ancak bu her zaman mümkün değildir. Nitekim diğer soğutucu akışkanlara göre suyun donma noktası yüksektir. Bu yüzden soğutma sisteminde gereken gücü azaltacak yeterli soğutma yapamaz. Dolayısıyla her çevrimde su soğutmalı ara soğutucu kullanılması mümkün olmamaktadır. Ancak su soğutmalı ara soğutucular yüksek basınçlı kompresör çıkışında akışkanın sıcaklığını maksimum limitte tutma işlemi için kullanılabilir.

2.4. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma sistemlerinden istenen sonuçların alınabilmesi için soğutucu akışkanların taşınması gereken bir takım özellikler olmalıdır.

2.4.1. Soğutucu akışkanlarda olması gereken özellikler

- Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır,
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır,
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır,
- Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır,
- Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır,
- Ucuz olmalıdır,

- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır,
- Donma sıcaklığı düşük olmalıdır,
- Kritik sıcaklığı yüksek olmalıdır,
- Özgül hacmi küçük olmalıdır,
- Viskozitesi düşük olmalıdır (akışkanlığı iyi olmalıdır),

Soğutucu akışkanları temelde organik, inorganik ve karışım gazları olarak üçe ayırmak mümkündür.

2.4.2. Organik soğutucu akışkanlar

a. Halonlar (Bromofloro karbonlar): Bunlar karbon, brom ve flor içerirler. Ozon tahribatına en çok neden olan akışkanlardır. CH_2FBr ve CH_2Br_2 şeklinde olan bileşiklerdir.

b. Klorofloro karbonlar (CFC): Bunlar yapısında klor ,flor ve karbon bulundurulur. Halonlardan sonra en zararlı akışkanlardır. Zehirleyici ve yanıcı olmamaları avantajları arasındadır. Bu akışkanlara örnek R11,R113,R114 ve R115 verilebilir. Çevreye verdikleri zarardan dolayı kullanımları yasaklanan akışkanlardır.

c. Hidrokloroflorokarbon (HCFC): Yapılarında klor, flor, hidrojen, karbon içerirler. Ozon tahribatları az olmakla birlikte yüksek sera etkileri vardır. Bu akışkanlara örnek olarak R22, R123 ve R124 verilebilir.

d. Hidroflorokarbon (HFC): Yapılarında hidrojen, flor ve karbon içeren akışkanlardır. Ozon tahribatları yok denecek kadar azdır. Ancak küresel ısınmaya etkileri vardır.Günümüzde CFC' lara tercih edilmektedirler. Bu akışkanlara örnek olarak R134a , R152a ve R32 verilebilir.

2.4.3. İnorganik soğutucu akışkanlar

Bu gruptaki soğutucu akışkanlara karbondioksit (CO_2), amonyak (NH_3) , su (H_2O) ve kükürdioksit (SO_2) örnek verilebilir. Günümüzde bu akışkanlardan özellikle CO_2 ve NH_3 soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan inorganik akışkanlardır.

2.4.4. Karışım gazları

Bu gruptaki gazlar organik gazların belirli oranlarda amaca uygun olarak karıştırılması ile elde edilmişlerdir. Karışım gazları, soğutma bakımından termodinamik özellikleri iyi olan akışkanlar ile çevreye daha az zararlı olan akışkanların belirli oranlarda karıştırılmasıyla elde edilirler. Bu akışkanlara örnek olarak R401, R410A, R500, R502, R503 ve 508B gibi akışkanlar verilebilir.

2.4.5. Alternatif soğutucu akışkanlar

Mevcut soğutucu akışkanların çevreye zararlarından dolayı kullanımlarının engellenmesi kısa dönemde ve uzun dönemde kullanılmak üzere soğutucu akışkan ihtiyacı doğurmuştur. Özellikle klor içeren akışkanların kullanılmaması gerektiği için kısa dönemde az klorlu akışkanlar olan HCFC ve HFC grubu akışkanlar olan R22, R123, R124 ve R142b gibi akışkanlar tercih edilmiştir. Uzun dönemde ise klorsuz olan HFC ve halojensiz gazlar (saf haldeki soğutucu akışkanlar ve karışım gazları) tercih edilmektedir. Saf haldeki halojensiz gazlar R600a, R290, R1270, R170, R744 ve NH₃ akışkanlarıdır. Karışım olarak ise R600a ve R290'nın belirli oranlarda oluşturdukları karışımlardır [20].

2.5. Yağlama Yağı

Soğutma sistemlerinde yağlama yağı genel anlamda sızdırmazlığı sağlamalı, kompresör parçalarını yağlamalı, yataklardaki ısıyı almalı, karterdeki ısıyı dış cidara iletmelidir. Yağlama yağlarının bu görevi düzenli bir şekilde yapabilmesi için soğutucu akışkan ile uyum içinde olmalıdır. Dolayısıyla hangi akışkanın hangi yağ türü ile uyumlu çalıştığı, sistemde etkili soğutmanın yapılabilmesi için önem taşır. Genel anlamda soğutma sistemlerinde kullanılan yağlama yağlarında ortak bir takım özellikler aranır.

2.5.1 Yağlama yağında aranan özellikler

a. Çözünülebilirliğin iyi olması

Yağın çözünürlük özelliği kompresör ve buharlaştırıcıda önem taşır. Kompresörde yüksek sıcaklığa sahip gazda çözünülebilirliğinin iyi olması ve dolayısıyla kompresörün yeterince yağlanmasını sağlamalıdır. Ayrıca yoğuşturucudan buharlaştırıcıya genleşen sıvıda iyi çözünmelidir, böylece buharlaştırıcıda kalmadan kompresöre sevkedilebilir olmalıdır.

b. Yağlama yağının köpürmemesi

Yağlama yağlarında aranan önemli özelliklerden birisidir. Özellikle de kompresör karterinde yağlama yağının köpürmesi durumu gözlenebilir ki, bu durum sistemin verimini düşürecektir. Bunun önlenmesi için yağlama yağı üreticileri bazı katkı maddeleri ile bunu aza indirebilir. Ancak köpürmenin önemli bir sebebi de sistemde kullanılan aşırı soğutucu akışkan şarj miktarı olduğu için sistemlerin tasarımı esnasında buna dikkat edilmelidir.

c. Mumlaşma (wax seperation) olmaması

Mumlaşma yağlama yağlarında istenmeyen diğer önemli bir durumdur. Özellikle TGV süzgeçlerinde gözlenen bu durum ağlama yağlarının mumlaşma noktalarının sistemin çalışma sıcaklıklarının üstünde olmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla mumlaşmanın önlenmesi için yağlama yağı mumlaşma noktasının, sistemin çalışma sıcaklıklarının altında olmasıyla önlenir.

d. Asit oluşumunun olmaması

Asit oluşumunun olmaması yağlama yağlarında istenen diğer önemli özelliktir. Yağın sistemdeki rutubet ve havadan dolayı klorik asit, florik asit ve karbondioksit gibi asitleri oluşabilir. Özellikle sentetik yağlama yağlarında nem çekme özelliğinden dolayı asit oluşumları görülebilir. Asit oluşumu sistemin vakumlanması ve asit tutan filtre kullanılması ile azaltılabilir.

2.5.2. Yağlama yağı çeşitleri

Yağlama yağları başlıca iki sınıfta toplamak mümkündür. Bunlar mineral (madeni yağlar), sentetik yağlardır.

2.5.2.1. Mineral yağlar

Mineral yağların önemi özellikle akıcılıklarının iyi olması, yüksek sıcaklıklarda çözülmemesi ve katkı maddesi içermemelerinden ileri gelir. Genel anlamda soğutucu akışkanların mineral yağlarla uyumlu olması tercih sebebidir.

2.5.2.2. Sentetik yağlar (alkali benzen ve PEO)

Bu tür yağlar, nemi çeker ve mineral yağlarla karışmazlar. Nemi çekebildikleri için asit oluşumları kaçınılmaz olur. Dolayısıyla bu tür yağların kullanımında dikkatli olunmalıdır. Örneğin CFC grubu olan bir gazdan HFC grubu olan gazla değiştirildiğinde, CFC grubu gazlar mineral yağlarla çalıştıkları için sistemdeki madeni yağın tamamı değiştirilmeli ve sistem kükürt ile temizlenmelidir.

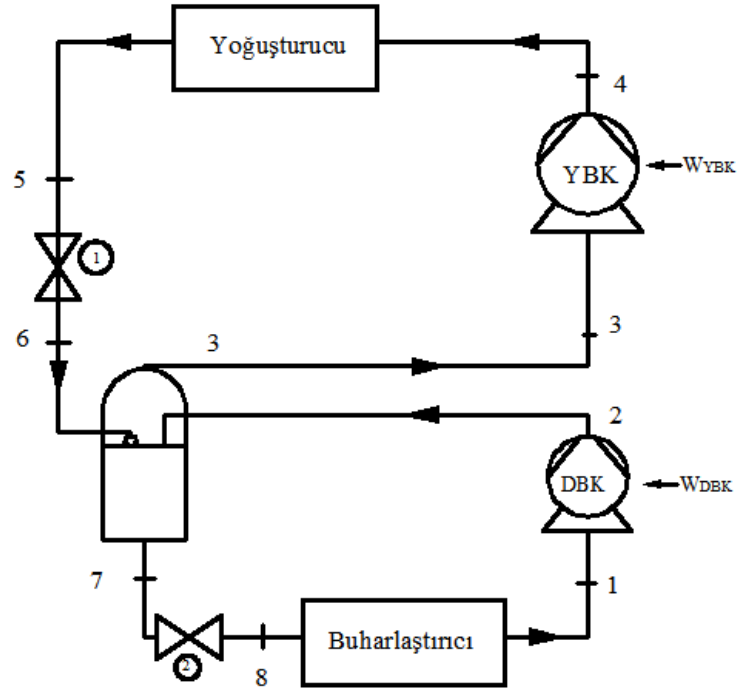
HFC grubu akışkanlar (örneğin R134a ve R152a) mineral yağlarla uyumsuz çalıştıkları için bu grup akışkanlar, sentetik yağlar olan poliestere (POE) yağlarla kullanılmaktadır.

3. MATERYAL VE METOD

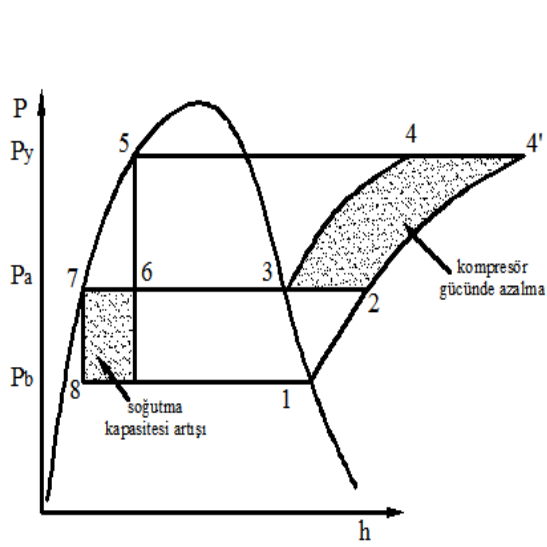
Yapılan araştırmada, kademeli soğutma sistemlerinin çeşitli yönleri ile mukayeseli termo-ekonomik analizini yapan çalışma sayısının çok az olduğu, yapılan çalışmaların daha çok ele alınan bir akışkan kullanılarak gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu konuda yapılan çalışmalar Bölüm 1'de özet halinde verilmiştir. Yaygın olarak kullanılan kademeli soğutma sistemlerine ait şematik çalışma prensipleri ve çevrimlere ait P-h ve T-s diyagramları Bölüm 2 de verilmiştir. Çalışmamızda sıcaklıklar endüstriyel sistemler esas alındığı için (buharlaştırıcı -30 ile -50°C aralığında alınmıştır). Bu çalışmada esas alınan kademeli soğutma sistem türü olarak açık tip ara soğutmalı çift kademeli soğutma sistemi tercih edilmiştir. Tüm analizler bu sistem üzerinden yürütülmüştür. Esas alınan sistemde 1 ton soğutma için, sistemde kullanılmak üzere NH₃, R22 ve bunlara alternatif olarak R290, R600a ve R410a akışkanları ele alınmıştır.

Karşılaştırmalı bir çalışma hedeflendiğinden kabul edilen çalışma şartları öncelikle tek kademeli normal bir soğutma sistemine uygulanarak gerekli analizler yapılmıştır. Tek kademeli sistem kullanımı da tropikal bölge baz alınarak yoğunlaştırıcı sıcaklıkları 30 ile 50°C ve -30 -50°C buharlaştırıcı sıcaklıkları için R717, R22 ve bunlara alternatif soğutucu akışkanlar olarak R290, R600a, R410a soğutucu akışkanlar ele alınarak, sistem performansı, ikinci kanun verimi, tersinmezlikler, volümetrik verim gibi bir çok faktör esas alınmış ve sistem termo-ekonomik analize tabi tutulmuştur. Hesaplamalarda Matlab'ın Qui ara yüz programı kullanılmış olup, elde edilen sonuçlar bölüm 5'te ilgili Şekil ve Tablolarda gösterilmiştir. Böylece kademeli sisteme geçişteki avantaj, sayısal değerlerle ve grafiksel olarak izah edilmiş ve uygun akışkan türü belirlenmeye çalışılmıştır.

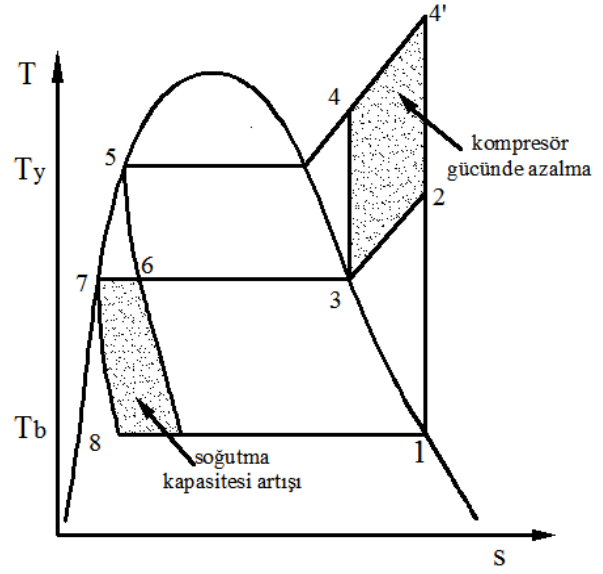
Esas alınan çift kademeli sistem buhar sıkıştırırmalı olup, açık tip ara soğutmalı, bir adet buharlaştırıcı, bir adet düşük basınç kompresörü, 1 adet açık tip ara soğutma ünitesi, bir adet yüksek basınç kompresörü, 1 adet yoğunlaştırıcı, 1 adet akışkan depolama tankı ve 2 adet genişleme vanasından oluşmaktadır. Bu sistemde soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkışı doymuş buhar, yoğunlaştırıcı çıkışında doymuş sıvı olduğu varsayılmıştır; ayrıca ara soğutma işleminde kızgın buhar doymuş buhar haline gelinceye kadar soğutma yapılmıştır.



Şekil 3.1. Açık tip ara soğutmalı çift kademeli sistem şematik diyagramı



Şekil 3.2. Açık tip ara soğutmalı çift kademeli sistem P-h diyagramı



Şekil 3.3. Açık tip ara soğutmalı çift kademeli sistem T-s diyagramı

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

4.1. Tek Kademeli Sistem Termodinamik Analizi

Buharlaştırıcı toplam soğutma yükü:

$$Q_0 = m(h_1 - h_4) \quad (4.1)$$

Buharlaştırıcı birim kütle soğutma yükü :

$$Q_b = h_1 - h_4 \quad (4.2)$$

Yoğuşturucuda atılan toplam ısı yükü:

$$Q_y = m(h_2 - h_3) \quad (4.3)$$

Kompresör gücü:

$$W_{net} = m(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

Sistemin performansı:

$$COP = Q_0 / W_{net} = ((h_1 - h_4)m) / W_{net} \quad (4.5)$$

m: çevrimin soğutucu akışkan debisi (kg/s) olmak üzere

$$m = Q_0 / Q_b = 3.517 / (h_1 - h_4) \quad (4.6)$$

Karnot soğutma makinası performansı:

$$COP_{tr} = T_L / (T_H - T_L) \quad (4.7)$$

Çevrimin toplam tersinmezliği:

$$I_{net} = T_0(Q_y/T_0 - Q_b/T_L) \quad (4.8)$$

Sistemin ikinci kanun verimi:

$$\eta_{II} = COP/COP_{tr} \quad (4.9)$$

Sistemin volümetrik verimi:

$$\eta_v = 1 - C[(P_2/P_1)^{1/n} - 1] \quad (4.10)$$

Burada C değeri kompresörün yapısına bağlı olarak $C=0.04$ alınmıştır. P_1 ve P_2 sırasıyla kompresör giriş ve çıkış basınçlarını, n ise akışkana ait politropik katsayıyı gösterir.

4.2. Çift Kademeli Sistem Termodinamik Analizi

Buharlaştırıcı toplam soğutma yükü :

$$Q_0 = m_1(h_1 - h_8) \quad (4.11)$$

Buharlaştırıcı birim kütle soğutma yükü

$$Q_b = h_1 - h_8 \quad (4.12)$$

$$m_1 = Q_0/Q_b = 3.517/(h_1 - h_8) \quad (4.13)$$

Yoğuşturucuda atılan ısı yükü:

$$Q_y = m(h_4 - h_5) \quad (4.14)$$

Düşük basınç kompresör gücü:

$$W_{DBK} = m_1(h_2-h_1) \quad (4.15)$$

Yüksek basınç kompresör gücü:

$$W_{YBK} = m_3(h_4-h_3) \quad (4.16)$$

Kompresör gücü:

$$W_{net} = W_{DBK} + W_{YB} \quad (4.17)$$

Sistemin performans katsayısı:

$$COP = Q_0/W_{net} \quad (4.18)$$

Kademeli sistemin toplam tersinmezliği:

$$I_{net} = I_{DBK} + I_{ASOG} + I_{YBK} + I_{YOG} + I_{GEN1} + I_{GEN2} + I_{BUH} \quad (4.19)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada I_{DBK} ve I_{YBK} sırasıyla düşük basınç ve yüksek basınç kompresörüne ait tersinmezlik değeri olup, ilgili kompresörlerin tersinir- adyabat çalıştığı varsayımıyla sıfır alınmıştır.

T_0 : Çevre mutlak sıcaklığı ($^{\circ}K$), T_L : Isı çekilen ortam mutlak sıcaklığı ($^{\circ}K$)

Ara soğutma ünitesine ait tersinmezlik:

$$I_{ASOG} = T_0(s_7-s_2)m_1 + T_0(s_3-s_6)m_3 \quad (4.20)$$

Yoğuşturucu tersinmezliği:

$$I_{YOG} = T_0[(s_5-s_4) + (h_4-h_5)/T_0]m_3 \quad (4.21)$$

m_3 değeri 32 nolu denklemde verilmiştir.

h_4, h_5, s_4, s_5 sırasıyla yoğuşturucu giriş/çıkış özgül entalpi ve entropi değerleridir.

5-6 noktaları arasındaki genleşme vanasına ait tersinmezlik

$$I_{GEN1} = T_0(s_6-s_5)m_3 \quad (4.22)$$

s_5 ve s_6 sırasıyla Şekil 2.3'e göre 5 ve 6 noktaları arasındaki genleşme vanası giriş ve çıkış özgül entropileridir.

7-8 noktaları arasın kullanılan genleşme vanasına ait tersinmezlik:

$$I_{GEN2} = T_0 (s_8-s_7)m_1 \quad (4.23)$$

s_7 ve s_8 sırasıyla Şekil2.3'e göre 7ve 8 noktaları arasındaki genleşme vanası giriş ve çıkış özgül entropileridir.

Buharlaştırıcı ünitesine ait tersinmezlik:

$$I_{BUH} = T_0[(s_1-s_8)+(h_8-h_1)/T_L]m_1 \quad (4.24)$$

h_1, h_8, s_1, s_8 sırasıyla buharlaştırıcı giriş ve çıkış özgül entalpi ve entropileridir.

Sistemin ikinci yasa verimi:

$$\eta_{II} = COP/COP_{tr} \quad (4.9)$$

Sistemin birinci kademede volümetrik verimi:

$$\eta_v = 1-C[(P_a/P_1)^{1/n}-1] \quad (4.25)$$

burada C değeri kompresörün yapısına bağlı olarak $C=0.04$ alınmıştır. P_1 ve P_a düşük basınç kompresörünün giriş ve çıkış basınçlarını, n ise akışkana ait politropik katsayıyı gösterir.

Kademeli sistemin ara basıncı:

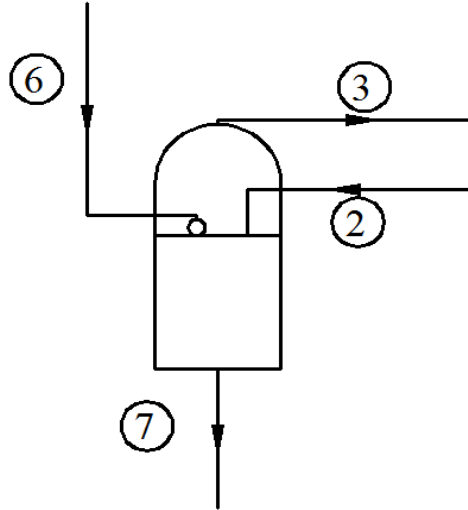
$$P_a = \sqrt{P_b \cdot P_y} \quad (4.26)$$

şeklinde ifade edilmiştir. P_b ve P_y sırasıyla buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarıdır.

Sistemin ikinci kademe volümetrik verimi:

$$\eta_v = 1 - C[(P_4/P_a)^{1/n} - 1] \quad (4.27)$$

P_a ve P_4 basınçları yüksek basınç kompresörü giriş ve çıkış basınçlarını göstermektedir.



Şekil 4.1. Ara soğutma ünitesi

Şekil4.1'de görülen ara soğutma ünitesi adyabatik karışım odası olduğu kabul edilmiştir. Söz konusu şekil için termodinamiğin birinci kanunu :

$$\delta Q - \delta W = dh \quad (4.28)$$

4.28 denklemi aynı zamanda 4.29 denklemindeki gibi de yazılabilir.

$$\sum m_g h_g = \sum m_{\phi} h_{\phi} \quad (4.29)$$

$$m_2 h_2 + m_6 h_6 = m_3 h_3 + m_7 h_7 \quad (4.30)$$

$m_1 = m_2 = m_7$ ve $m_3 = m_6$ olduğundan, 4.30 numaralı denklem,

$$m_1 h_2 + m_3 h_6 = m_3 h_3 + m_1 h_7 \quad (4.31)$$

şeklinde düzenlenebilir. Bu durumda m_3 değeri:

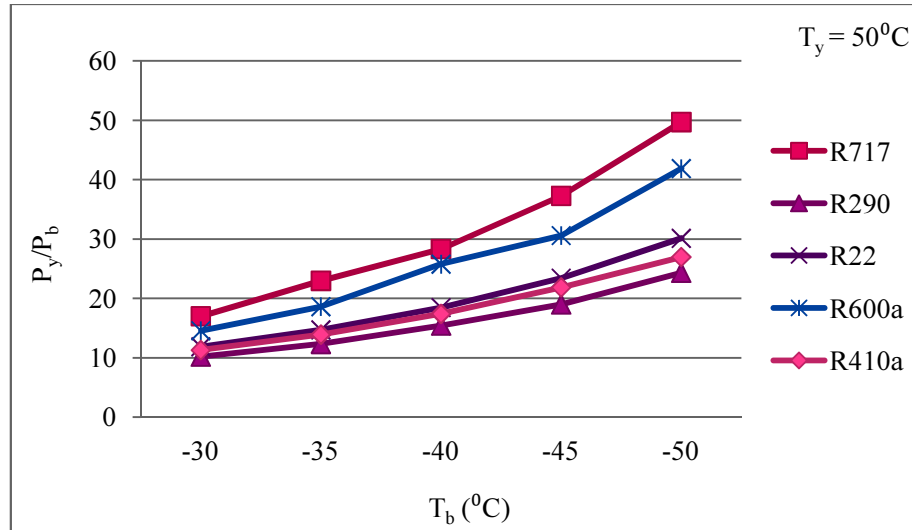
$$m_3 = m_1 (h_7 - h_2) / (h_6 - h_3) \quad (4.32)$$

şeklinde bulunur.

5. TERMODİNAMİK ANALİZ SONUÇLARI

5.1 Sistemin Basınç ve Sıcaklık Değerleri

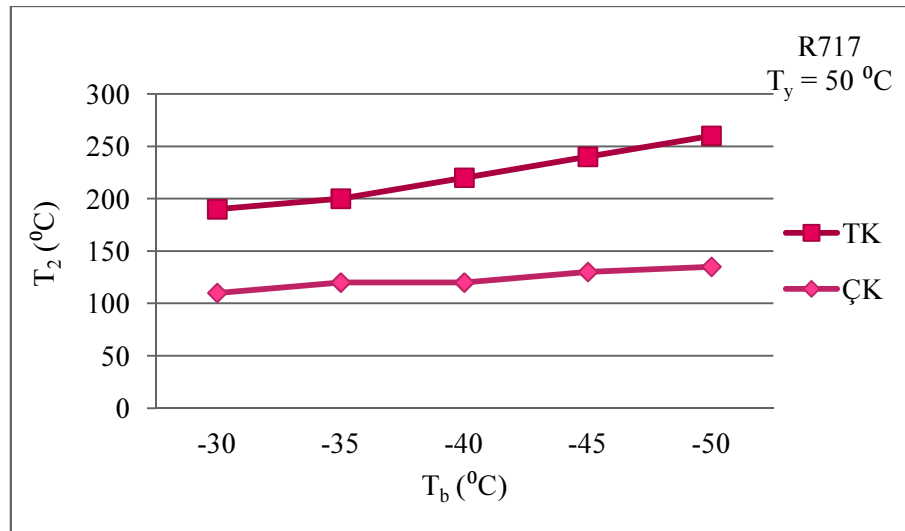
Soğutma sistemlerinde iklim bölgelerine bağlı olarak yoğuşturucu sıcaklıklarının artması ve farklı soğutma ihtiyaçlarına bağlı olarak buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmesi, yüksek yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç oranının oluşmasına neden olur. Yoğuşturucu basınç (P_y) ve buharlaştırıcı basınç (P_b) oranı (P_y/P_b) yaklaşık 9'a kadar olan değerlerde iklimlendirme ve soğutma amaçlı tek kademeli sistemler kullanılabilir; bu değer 9 ve üzeri olması halinde kompresör çıkış sıcaklıklarını artırması, sistemin verimini düşürmesi ve kompresör gücünü artırması nedeniyle kademeli sistemlere geçme ihtiyacı hissedilir [21]. Bu doğrultuda ele alınan akışkanların yoğuşturucu sıcaklığı $T_y = 50^\circ\text{C}$ ve üzeri, buharlaştırıcı sıcaklığı $T_b = -30^\circ\text{C}$ ve altında olması durumu için basınç oranları Şekil 5.1'de verilmiştir. Görüldüğü gibi en yüksek basınç oranı R717, en düşük basınç oranı ise R290 soğutucu akışkana ait olmakla birlikte, ele alınan tüm akışkanlar için ilgili tasarım şartlarında kademeli sistem kullanılması zaruri görülmüştür.



Şekil 5.1. Buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı basınç oranları

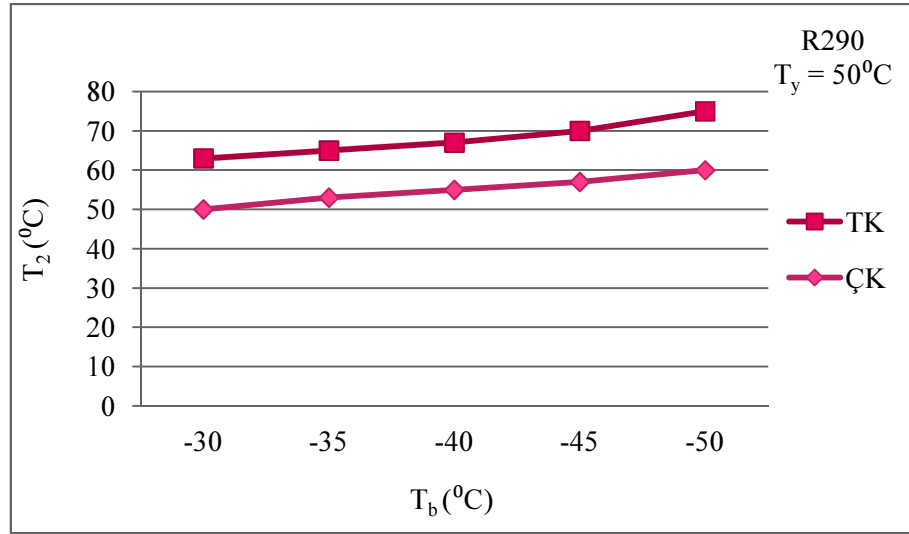
Tek kademeli soğutma sistemlerinde yüksek basınç oranlarının neden olduğu istenmeyen sonuçlardan biri, kompresör çıkış sıcaklıklarının çok yüksek olmasıdır. Yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları, yağlama yağının yanmasına, kompresör mekanik aksamalarında termik gerilmelerin artmasına ve ince şerit türü elemanların kısa sürede kullanılmaz hale gelmesine; ayrıca akışkan özelliklerinin bozulmasına neden olur. Bu durumda Şekil 5.2, Şekil 5.3, Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da verilen sıcaklık değerlerine baktığımızda, her akışkanın ayrı ayrı olarak tek kademeli sistem kullanılması durumunda kompresör çıkış sıcaklıklarının yüksek olduğu; çift kademeli sistem kullanılması durumunda kompresör çıkış sıcaklıklarının önemli derecede düşüş gösterdiği görülmüştür.

Şekil 5.2'de 50°C yoğusturucu sıcaklığı için kompresör çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığına göre tek kademeli ve çift kademeli sistem için değişimi görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi R717 için tek kademeli sistemde kompresör çıkış sıcaklıkları çok yüksek değerler alırken; çift kademeli sistemde ise bu değerler tek kademeli sisteme nispetle düşük olsa bile, genel anlamda 100°C'nin üzerinde seyretmektedir.



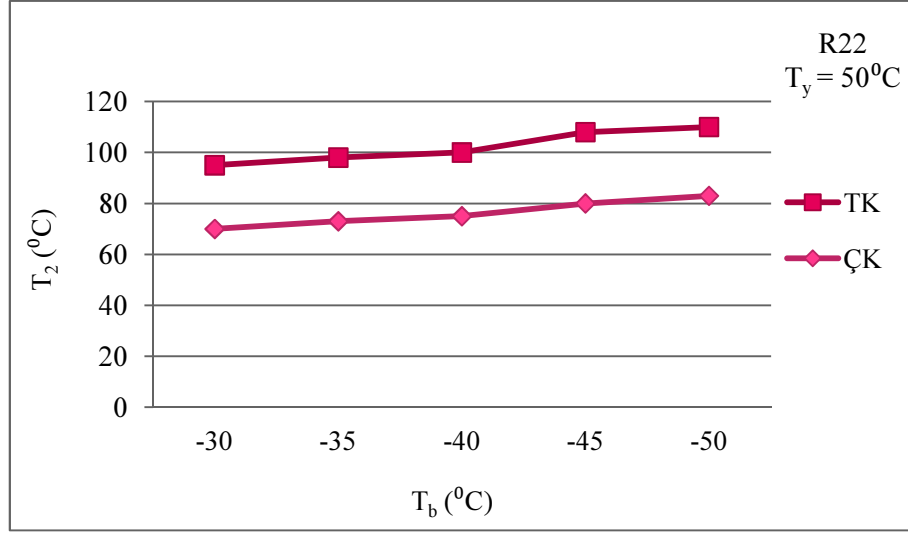
Şekil 5.2. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil5.3'te R290'nın 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için kompresör çıkış sıcaklık değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi çift kademeli sistem sıcaklık değeri, tek kademeli sisteme göre daha düşük olmakla birlikte, söz konusu tasarım şartları için R290'nın kompresör çıkış sıcaklıkları genel anlamda düşük değerler göstermiştir.



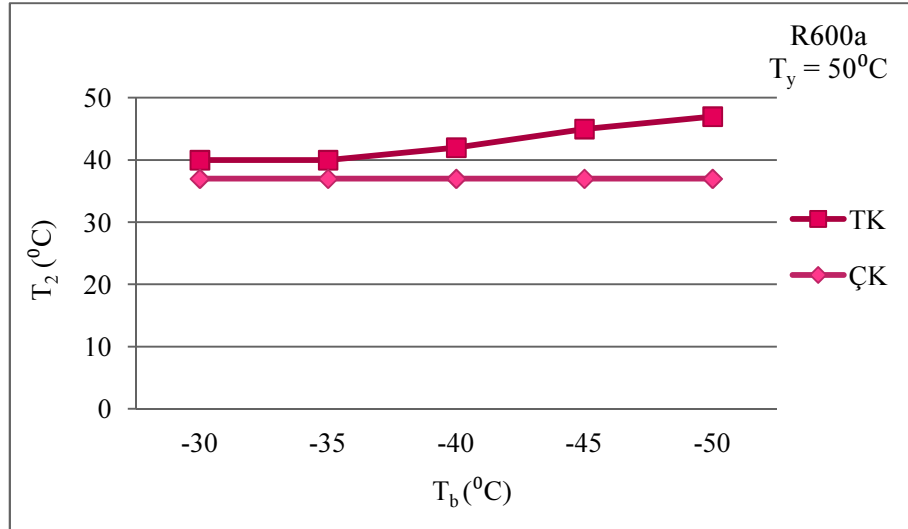
Şekil 5.3. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil5.4'te R22'nin 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için kompresör çıkış sıcaklık değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi çift kademeli sistem sıcaklık değeri, tek kademeli sisteme göre daha düşük çıkmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklık değerinin -40°C'nin altına düşmesi durumunda kompresör çıkış sıcaklığının 100°C'nin üzerine çıktığı görülmektedir.



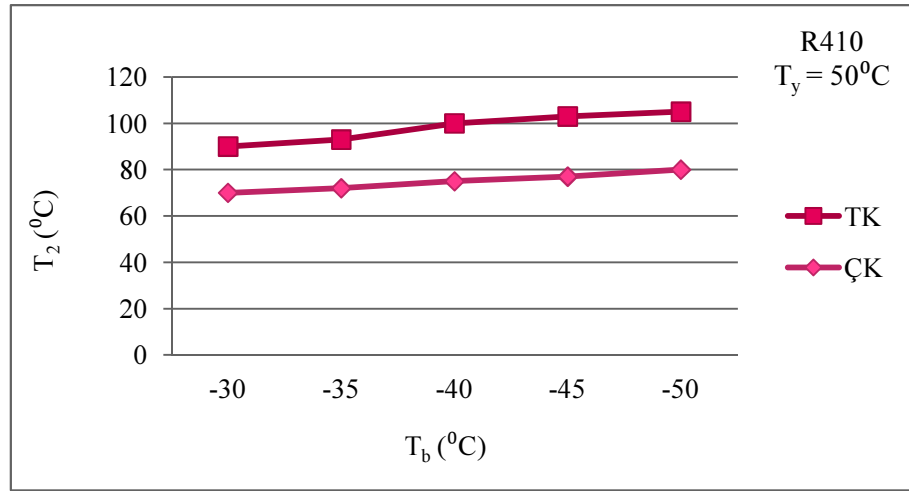
Şekil 5.4. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 5.5'te R600a'nın 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için kompresör çıkış sıcaklık değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi R600a'nın kompresör çıkış sıcaklıkları çift kademeli sistem değerleri, tek kademeli sisteme göre yüksek değerler almaktadır.



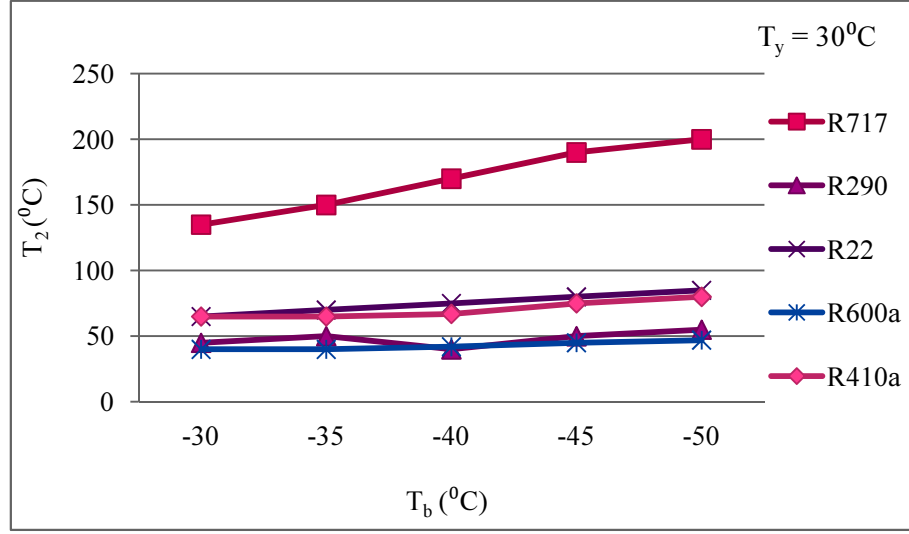
Şekil 5.5. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör sıcaklığı

Şekil 5.6'da ise R410a'nın 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için kompresör çıkış sıcaklık değerinin buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre değişimi görülmektedir. R410a'ya ait tek kademeli sistemlerde, buharlaştırıcı sıcaklık değerinin -40°C'nin altına düşmesi durumunda kademeli sistem kullanımının gerekli olduğu görülmektedir. Söz konusu tasarım şartlarında, çift kademeli sistem kullanılması halinde, buharlaştırıcı sıcaklığının -50°C'ye kadar düşmesi durumunda bile, kompresör çıkış sıcaklık değerinin 80°C'nin üzerine çıkmadığı görülmektedir.



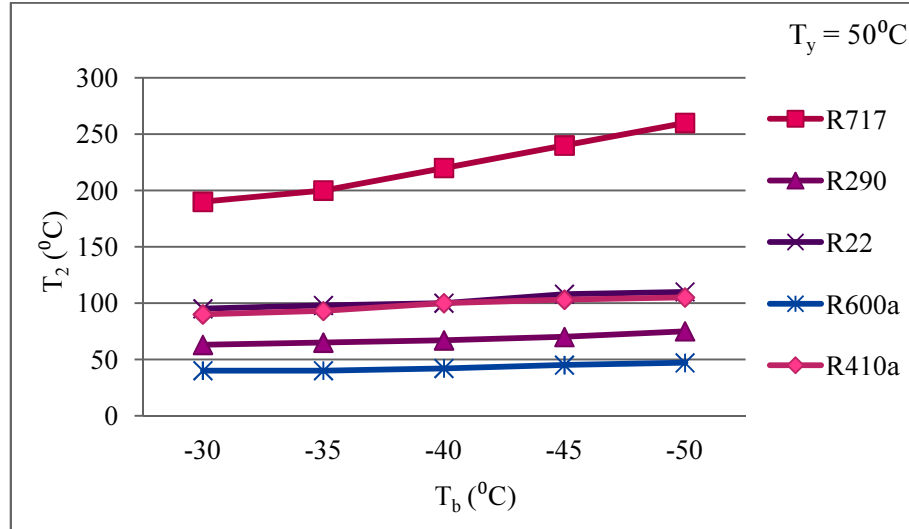
Şekil 5.6. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem kompresör sıcaklığı

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de tek kademeli bir sistemde yoğuşma sıcaklıklarının artması ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmesi ile kompresör çıkış sıcaklıklarının değişimi tüm akışkanlar için bir arada görülmektedir. Özellikle Endüstriyel kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan amonyak için yoğuşturucu sıcaklığının 30°C olması durumunda tek kademeli soğutma sistemi kompresör çıkış sıcaklıklarının 140-200°C arasında değişiyorken; yoğuşturucu sıcaklığının 50°C olması halinde tek kademeli soğutma sistemlerinde kompresör çıkış sıcaklığı 260-270°C ye kadar çıktığı görülmektedir.



Şekil 5.7. $T_y = 30^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

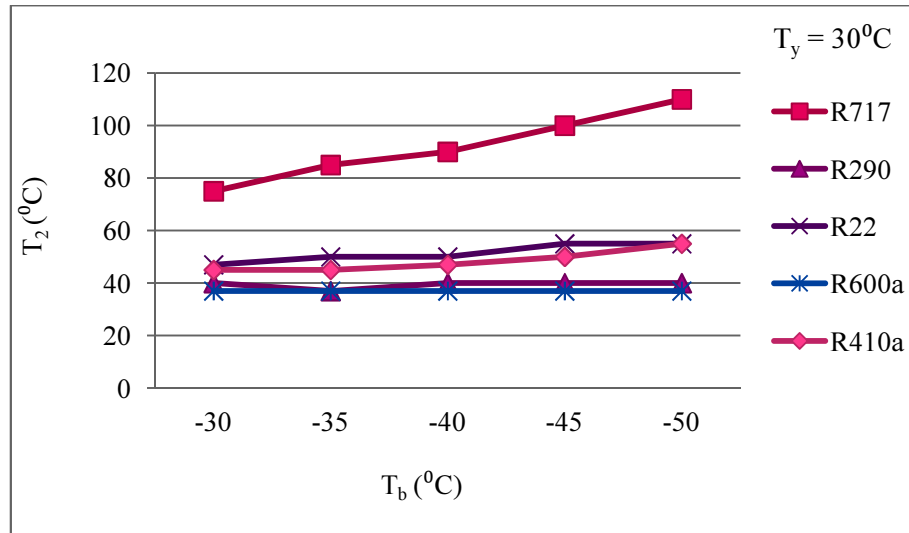
Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'den ele alınan tüm soğutucu akışkanlar arasında kompresör çıkış sıcaklığı bakımından en yüksek değer gösterenin R717 olduğu, diğer tüm akışkanların ise kompresör çıkış sıcaklığı bakımından kabul edilebilir değerler aldığı görülmektedir. Özellikle hidrokarbon grubu olan R290 ve R600a'nın diğer akışkanlara göre düşük değerler gösterdiği anlaşılmaktadır.



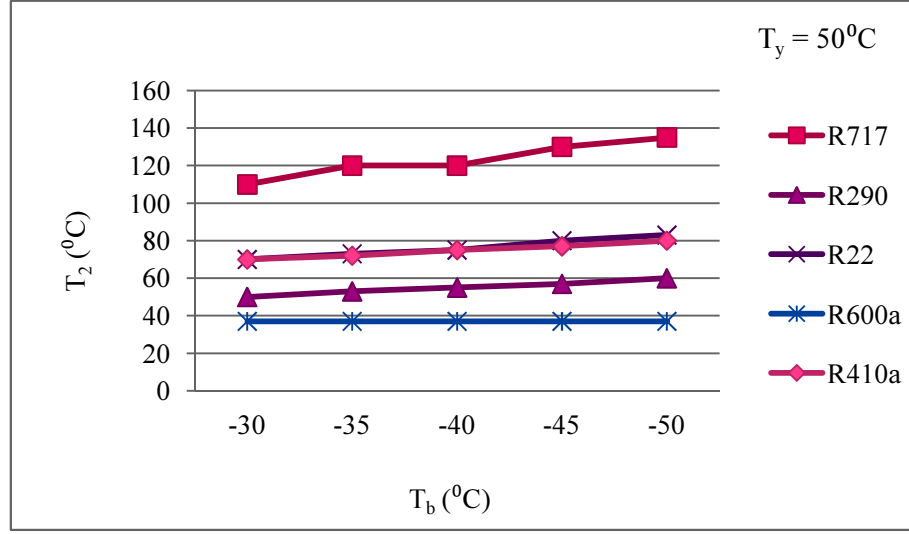
Şekil 5.8. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da 30°C ve 50°C yoğuşturucu sıcaklıklarında çift kademeli bir sistemde kompresör çıkış sıcaklıklarının, buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre değişimi verilmiştir. Verilen şekillerden R717'nin kompresör sıcaklık değerinin, tek kademeli sisteme göre daha düşük değerler göstermesiyle birlikte; özellikle yoğuşturucu sıcaklığının 50°C olmasıyla durumunda yine 100°C'nin üzerinde değerler almıştır.

Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'dan R22 ve R410a akışkanlarına ait kompresör çıkış sıcaklıkları R717'ye göre çok daha düşük çıkmıştır. Ayrıca R410a kompresör çıkış sıcaklıkları, R22 'ye paralellik gösterdiği görülmektedir. Yine aynı grafiklerden Hidrokarbon grubu akışkanlar olan R600a ve R290 çıkış sıcaklıkları diğer akışkanlara göre çok daha düşük çıktığı görülmektedir. Dolayısıyla R600a ve R290'nın kompresör çıkış sıcaklıkları bakımından günümüzde endüstriyel sistemlerde kullanılmakta olan R717 ve R22'ye alternatif oluşturabileceği söylenebilir.



Şekil 5.9. T_y = 30°C için çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

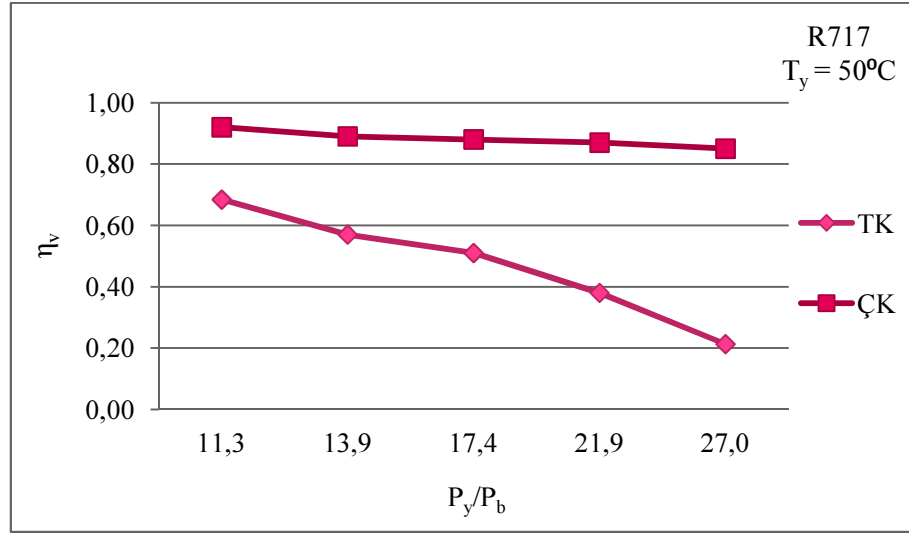


Şekil 5.10. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör çıkış sıcaklığı

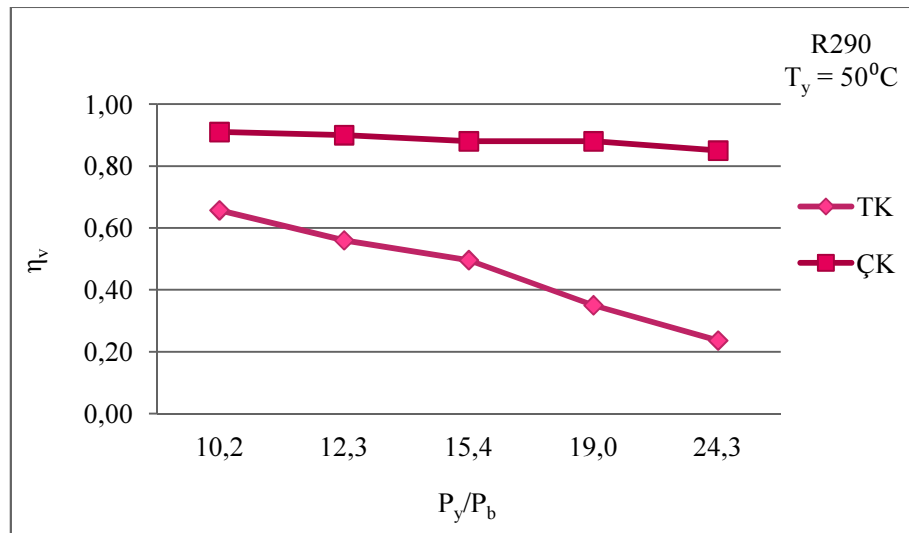
5.2 Sistemin Volümetrik Verim Değerleri

Soğutma sistemlerinde karşılaşılan problemlerden biri de yüksek basınç oranları ve akışkanların özgül hacimlerinden kaynaklanan volümetrik verim düşüştür. Yüksek basınç oranlarında tek kademeli sistemlerde belirli şartlardan sonra aşırı bir şekilde volümetrik verim düşüşü meydana gelir. Aşırı volümetrik verim düşüşü sırasında sistem çalışıyor görünse bile, sisteme akışkan gönderilemeyecektir. Bu doğrultuda ele alınan tasarım şartları için Şekil 5.11, 5.12, 5.13, 5.14 , 5.15 'te her akışkana ait ayrı ayrı tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim karşılaştırması yapılmıştır. ilgili şekillerden ele alınan tasarım şartları için tüm akışkanlarda, çift kademeli sistem kullanımının zaruri olduğu görülmektedir.

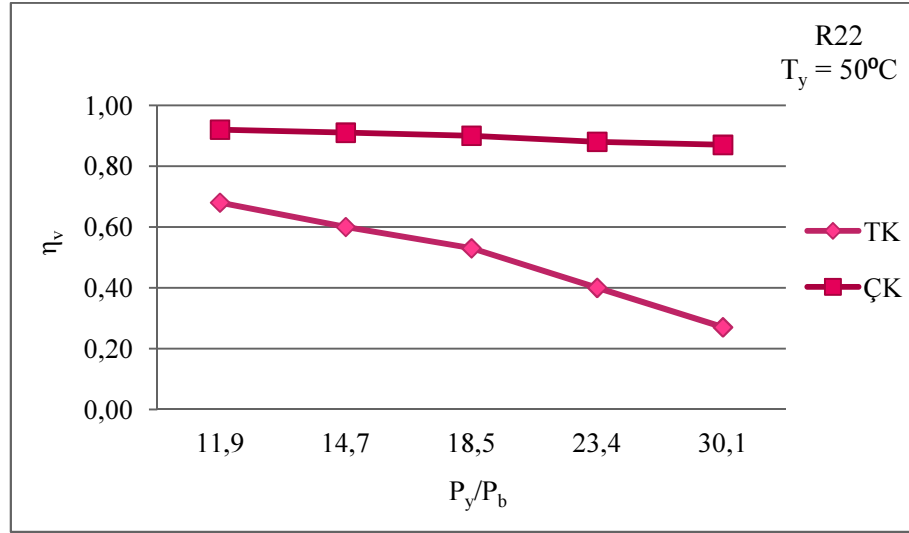
Şekil 5.11, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13 sırasıyla R717, R290 ve R22'ye ait volümetrik verim değerlerinin, basınç oranına göre değişimini göstermektedir. Söz konusu şekillerden yüksek basınç oranlarında tek kademeli sistemde volümetrik verim değeri yaklaşık %20' ye kadar düşerken, çift kademeli sistemde ise %80'in altına düşmemektedir.



Şekil 5.11. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri

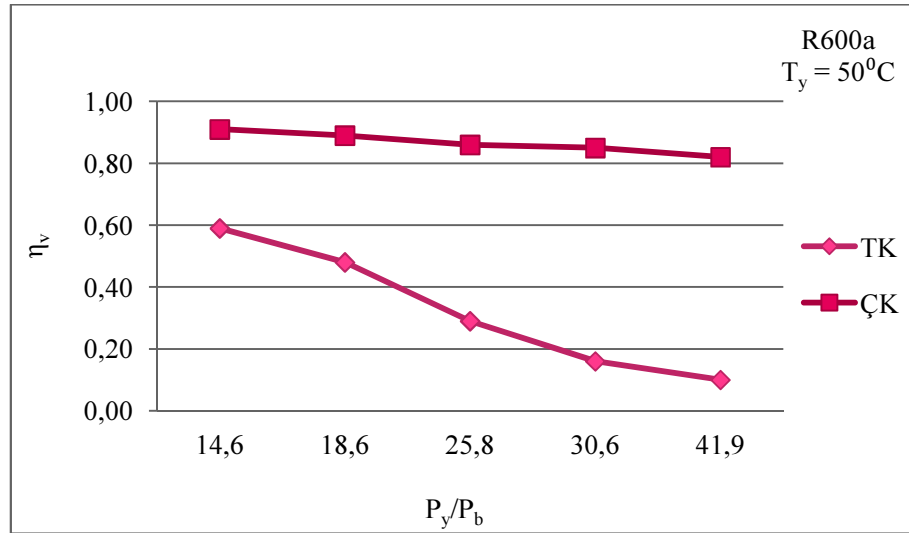


Şekil 5.12. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri



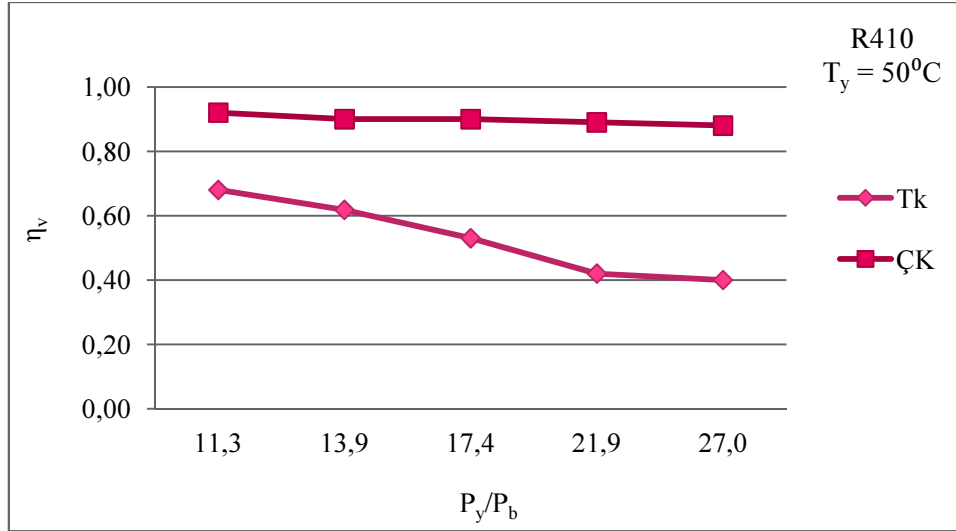
Şekil 5.13. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri

Şekil 5.14'te R600a'ya ait basınç oranına göre değişen volümetrik verim değerleri görülmektedir. Tek kademeli sistem kullanımı halinde diğer akışkanlara göre volümetrik verim değeri daha çok düşüş göstermektedir. Ancak aynı tasarım şartlarında çift kademeli sistem kullanılması halinde volümetrik verim değeri %80'in üzerinde değerler almaktadır.



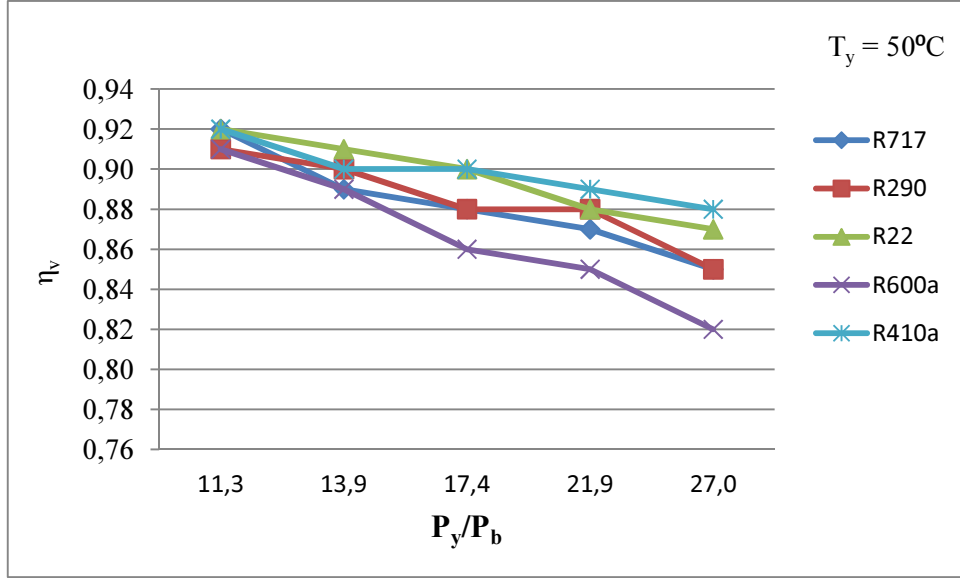
Şekil5.14. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri

Şekil 5.15'te R410a'ya ait volümetrik verim değerlerinin basınç oranına göre değişimi görülmektedir. Tek kademeli sistem kullanılması durumunda volümetrik verim değer %40'a kadar düşüş göstermekte iken; çift kademeli sistemde ise bu değer %85-90 aralığında değişmektedir.

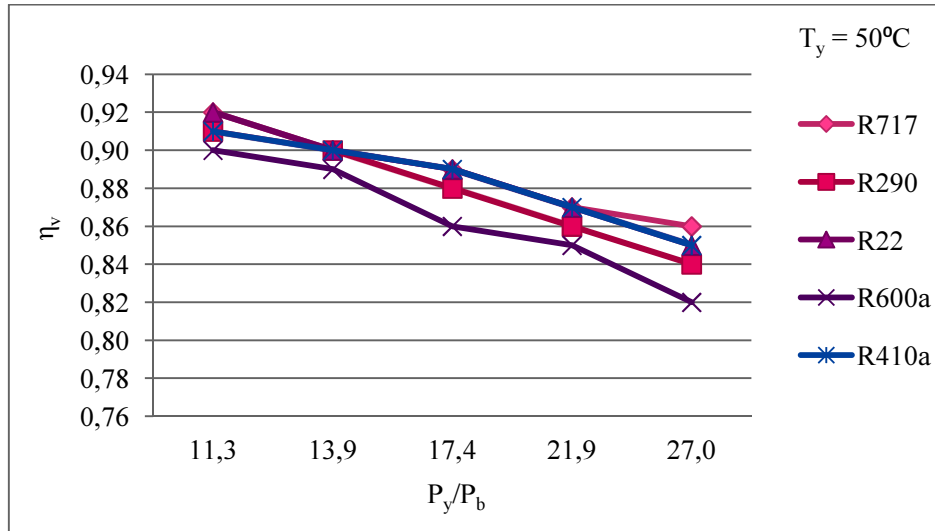


Şekil 5.15. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem volümetrik verim değerleri

Şekil 5.16 'da 50°C yoğuşturucu sıcaklık değeri için tüm akışkanlara ait volümetrik verim değerleri bir arada verilmiştir. Tek kademeli sistemlerde volümetrik verimi en çok düşüş gösteren R600a olmuştur. Ancak Şekil 5.17'den de görüldüğü gibi çift kademeli sistem kullanılması durumunda R600a için volümetrik verim problem oluşturmaz. Nitekim yine Şekil 5.17'den anlaşıldığı gibi çift kademeli sistem kullanılması durumunda ele alınan tüm akışkanlar için volümetrik verim, ortalama olarak %80'in üzerinde değerler almaktadır.



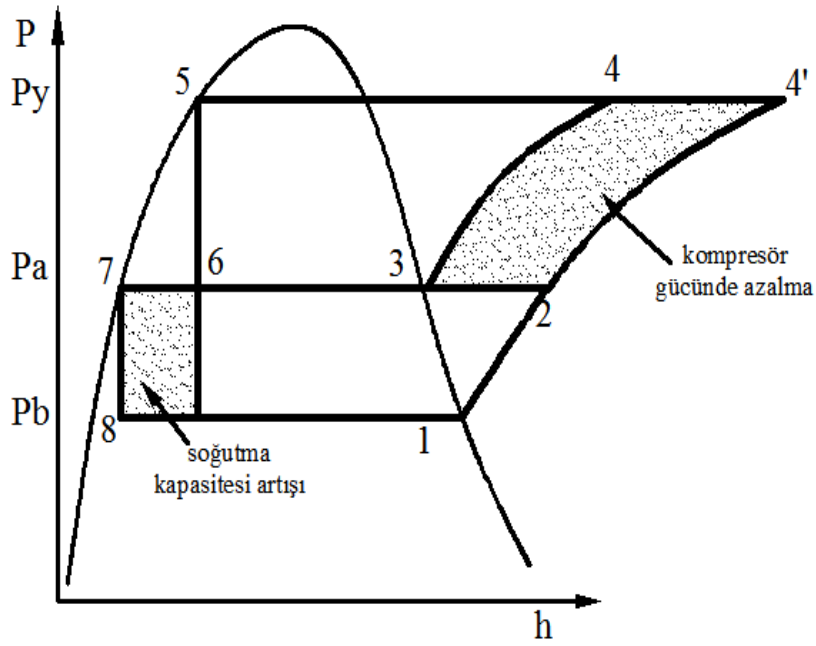
Şekil 5.16. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem volümetrik verim değerleri



Şekil 5.17. Çift kademeli sistem ikinci kademe volümetrik verim değerleri

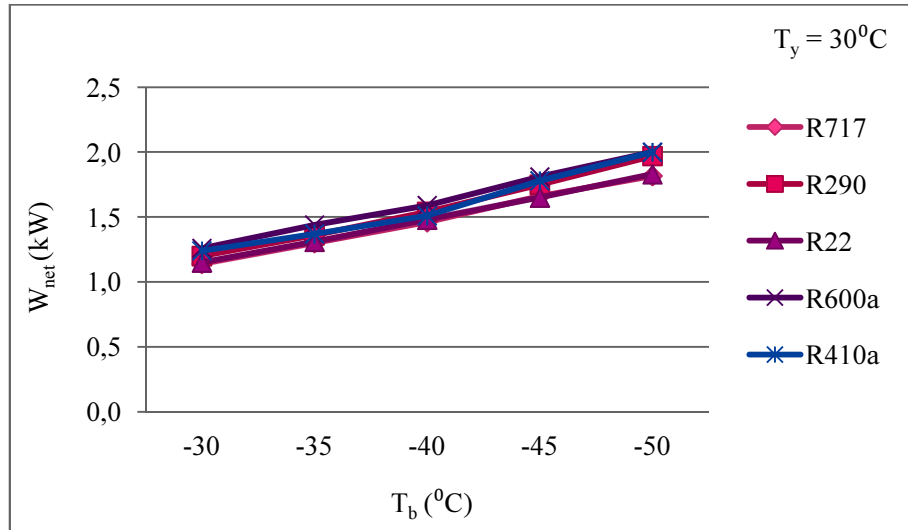
5.3. Sistemin Kompresör Güç Değerleri

Yüksek basınç oranlarında kullanılan çift kademeli soğutma sistemlerin, aynı tasarım şartlarında çalıştırılan tek kademeli soğutma sistemlerine göre avantajlarından biri de, tüketilen kompresör gücünün az olmasıdır. Çift kademeli soğutma sistemlerinde iyi bir ara soğutma ile kompresör gücü önemli bir şekilde azaltılabilecektir. Nitekim Şekil 5.18'de 324'4 taralı alanı kadar kompresör gücünde azalma olduğu görülmektedir.

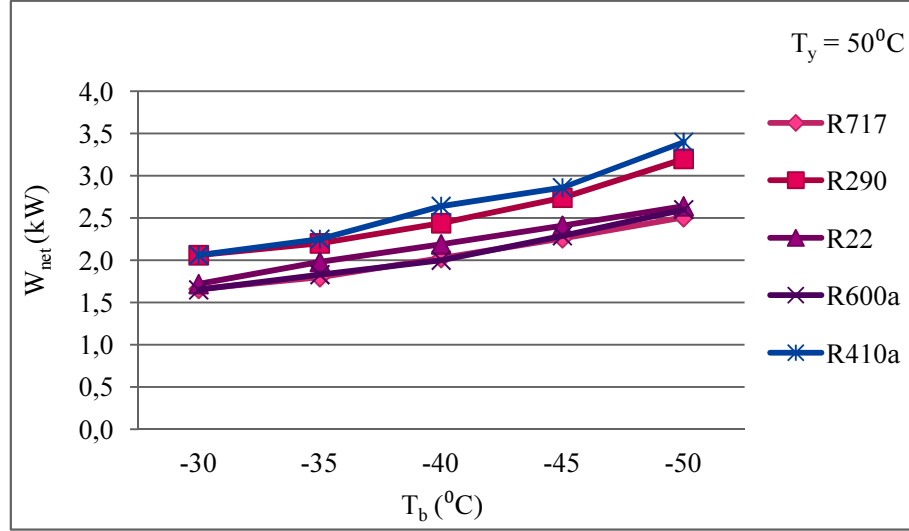


Şekil 5.18. Çift kademeli sistemde kompresör güç kazanımı

Şekil 5.19 ve 5.20'de yoğuşturucu sıcaklığı 30°C ve 50°C için, buharlaştırıcı sıcaklıklarına karşılık gelen tek kademeli sistem için kompresör gücü görülmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığı 30°C için, kompresör gücü 1-2 kW arasında değişiyorken; yoğuşturucu sıcaklığı 50°C için kompresör gücü 2-4 kW arasında değişmektedir.

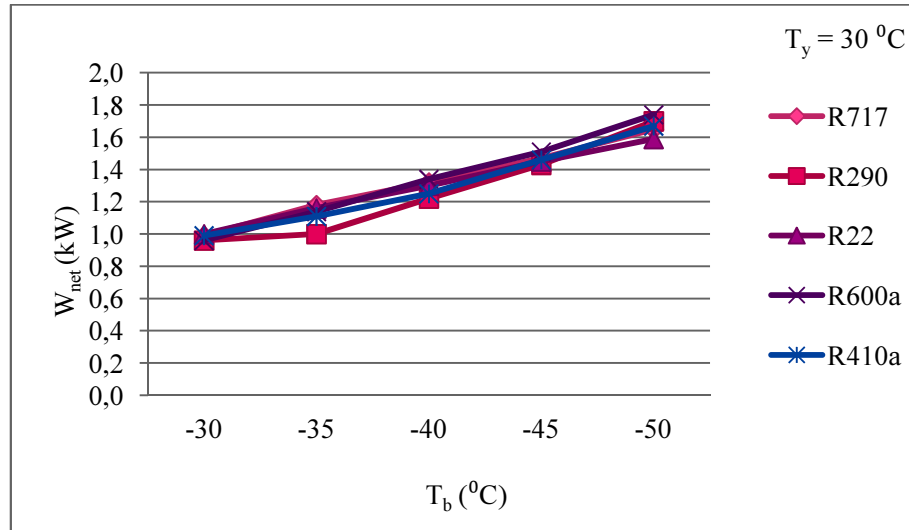


Şekil 5.19. T_y = 30°C için tek kademeli sistem kompresör güç değişimi

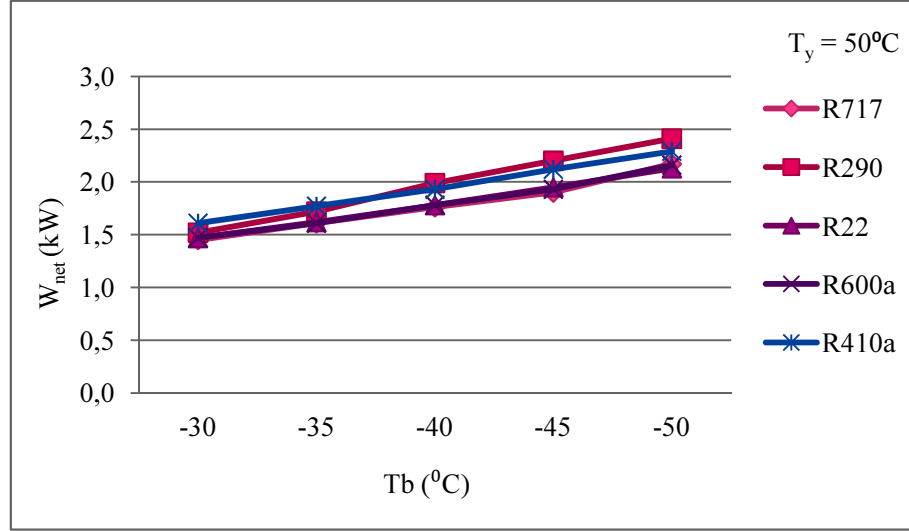


Şekil 5.20. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem kompresör güç değişimi

Ancak Şekil 5.21 ve 5.22'de çift kademeli sistemde yoğuşturucu sıcaklığı 30°C ve 50°C için kompresör gücüne ait değerler görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi kompresör gücü çift kademeli sistemde, tek kademeliye göre düşüş göstermiştir. Ayrıca düşük yoğuşturucu sıcaklıklarında tüm akışkanların değişen buharlaştırıcı sıcaklıklarına karşılık gelen kompresör gücü yaklaşık olarak aynı değerleri gösteriyorken; yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında yoğuşturucu sıcaklığı 50°C 'de R600a, R290'a göre daha az kompresör gücü gerektirdiği görülmektedir.



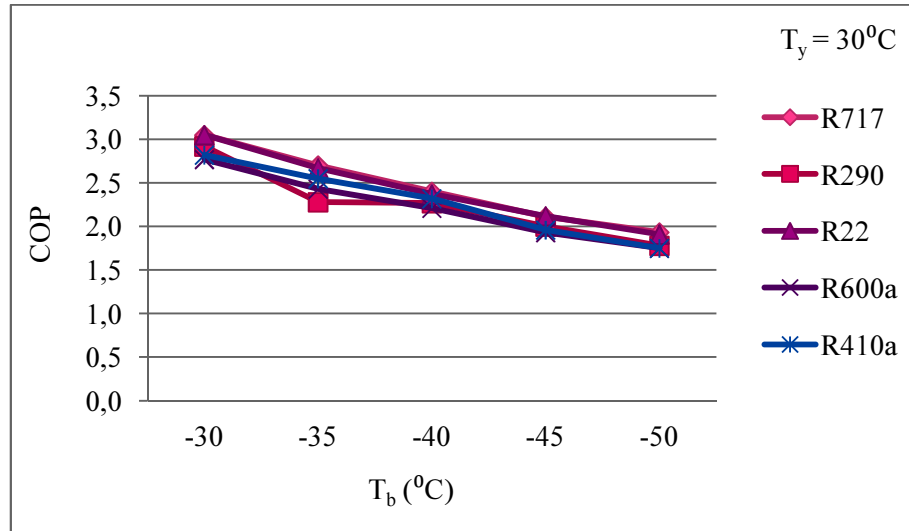
Şekil 5.21. $T_y = 30^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör güç değişimi



Şekil 5.22. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem kompresör güç değişimi

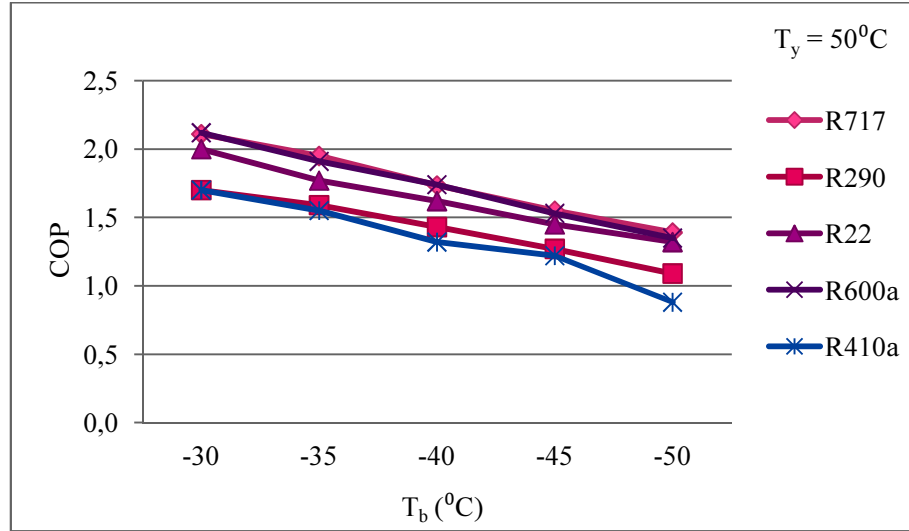
5.4. Sistemin Soğutma Performans Katsayı Değerleri

Soğutma sistemlerinde önem taşıyan parametrelerden bir diğeri ise soğutma performans katsayısıdır ki, soğutma sistemlerinde harcanan birim kompresör gücüne mukabil, yapılan soğutma miktarını göstermektedir. Aynı tasarım şartları için tek kademeli sistemlerde esas alınan akışkanlar için soğutma performans katsayıları Şekil 5.23 ve 5.24'te gösterilmiştir. Şekil 5.23'te ele alınan akışkanların tek kademeli sistemler için, yaklaşık olarak aynı soğutma performans katsayılarına sahip oldukları görülmektedir.



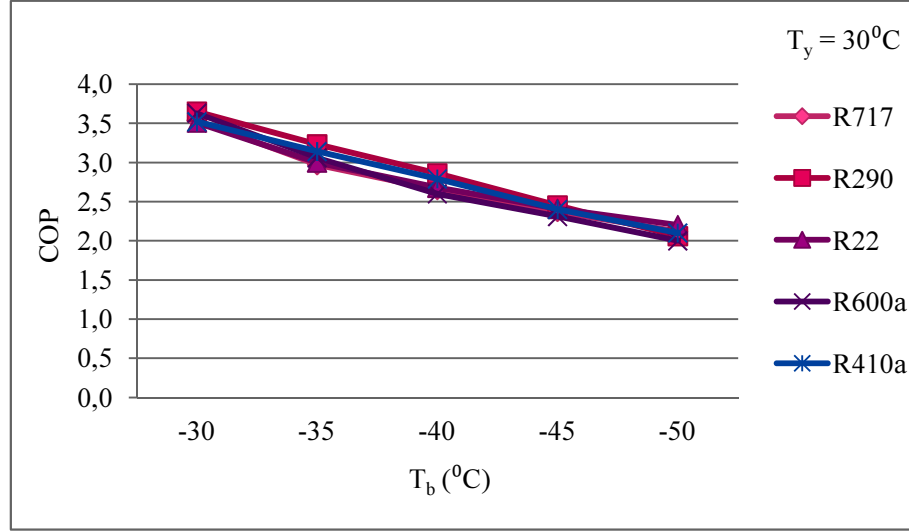
Şekil 5.23. $T_y = 30^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem soğutma performans katsayısı

Şekil 5.24'te tek kademeli sistemlerde 50°C yoğuşturucu sıcaklığında, tüm akışkanların soğutma performans katsayıları, 30°C yoğuşturucu sıcaklığına göre daha düşük çıkmıştır. Ayrıca R600a ve R22 performans katsayısı, R717'ye paralellik göstermiştir.



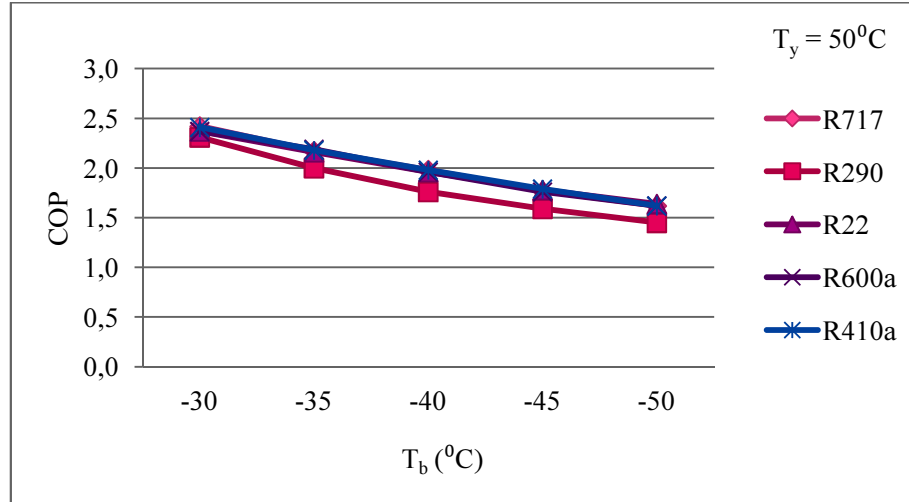
Şekil 5. 24. T_y = 50°C için tek kademeli sistem soğutma performans katsayısı

Şekil 5.25 ve Şekil 5.26 'da ise aynı tasarım şartlarında çift kademeli bir sistem için elde edilen performans katsayısı verileri görülmektedir. Şekil5.25'te çift kademeli sistem performans katsayısı, aynı tasarım şartlarına sahip tek kademeli sistem performans katsayısına göre artış göstermiş ve ele alınan tüm akışkanlar için yaklaşık aynı değerlere sahip olmuştur.



Şekil 5. 25. $T_y = 30^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem soğutma performans katsayısı

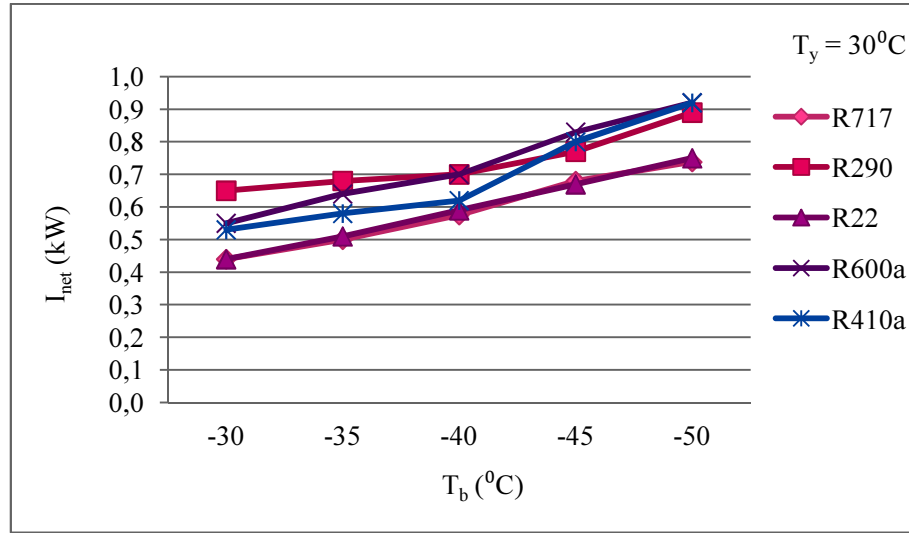
Şekil 5.26'da 50°C yoğuşurucu sıcaklığında esas alınan tüm akışkanlar için, performans katsayıları yaklaşık olarak aynı değerler almıştır. Ayrıca yoğuşurucu sıcaklığı 30°C 'den 50°C 'ye çıkması halinde, görüldüğü gibi aynı buharlaştırıcı sıcaklıklarına karşılık gelen performans katsayısı düşmüştür. Ancak çift kademeli sistem soğutma performans katsayısı tek kademeli sisteme göre yine yüksek olmaya devam etmiştir.



Şekil 5. 26. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem soğutma performans katsayısı

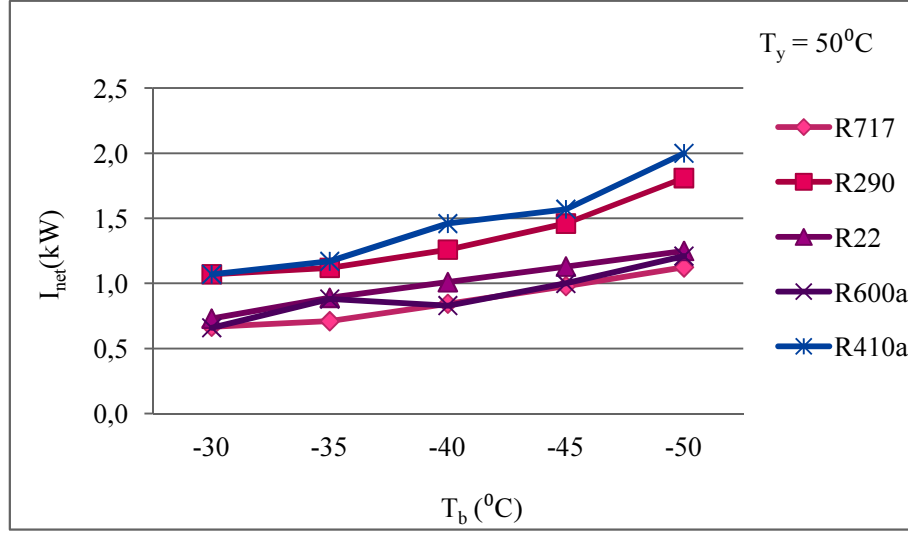
5.5. Sistemin Tersinmezlik Değerleri

Endüstriyel uygulamalarda, aynı buharlaştırıcı sıcaklığında, yoğuşturucu sıcaklıklarının artması tersinmezliklerin artmasına; aynı yoğuşturucu sıcaklıklarında buharlaştırıcı sıcaklıklarının azalması da yine tersinmezliklerin artmasına neden olur. Şekil 5.27 ve 5.28'de ele alınan tasarım şartları için tek kademeli sistemin 30°C ve 50°C yoğuşturucu sıcaklıkları için tersinmezlik değerleri verilmiştir. İlgili şekilden Yoğuşturucu sıcaklığı 30°C için buharlaştırıcı sıcaklıklarına karşılık gelen tersinmezlik değerlerinin yaklaşık olarak 0.4-1 kW arasında değiştiği görülmektedir.



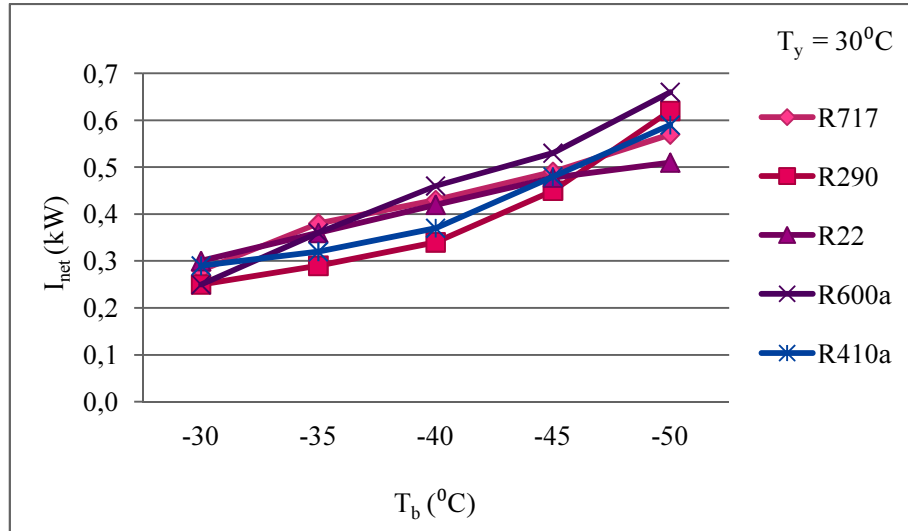
Şekil 5.27. T_y = 30°C için tek kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri

Şekil 5.28'den yoğuşturucu sıcaklığı 50°C için toplam tersinmezlik değerleri artış göstererek 0.5-2 kW arasında değiştiği görülmektedir. Görüldüğü gibi R290 ve R410a ya ait tersinmezlik değerleri diğer akışkanlara göre daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.28. T_y = 50°C için tek kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri

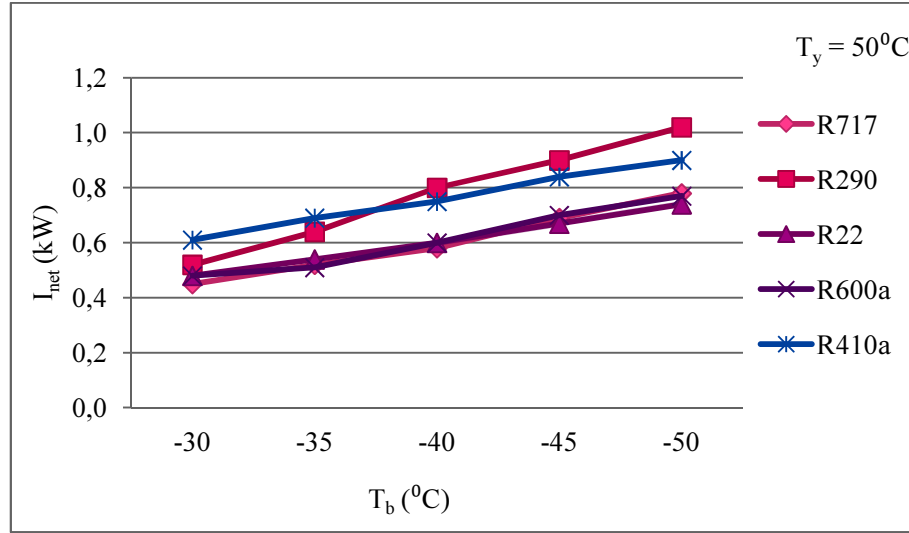
Endüstriyel soğutmada kademeli sistem kullanılması, diğer parametreleri iyileştirmenin yanı sıra, sistemin tersinmezliğinin azaltılmasında da etkili olduğu Şekil 5.29 ve Şekil 5.30.'dan görülmektedir.



Şekil 5.29. T_y = 30°C için çift kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri

Yoğuşturucu sıcaklığı 30°C için tek kademeli sistemde tersinmezlik değeri 0.4-1 kW aralığından iken; Şekil 5.29'dan kademeli sistem için 0.2-0.7 kW aralığına düştüğü görülmektedir. Aynı şekilde yoğuşturucu sıcaklığı 50°C için tek kademeli sistemde tersinmezlik değerleri 0.5 - 2 kW arasında değişiyorken, çift kademeli sistemde bu değer 0.4-1 kW değerleri arasına düşmüştür. Şekil 5.30'dan 50°C yoğuşturucu sıcaklığında en az

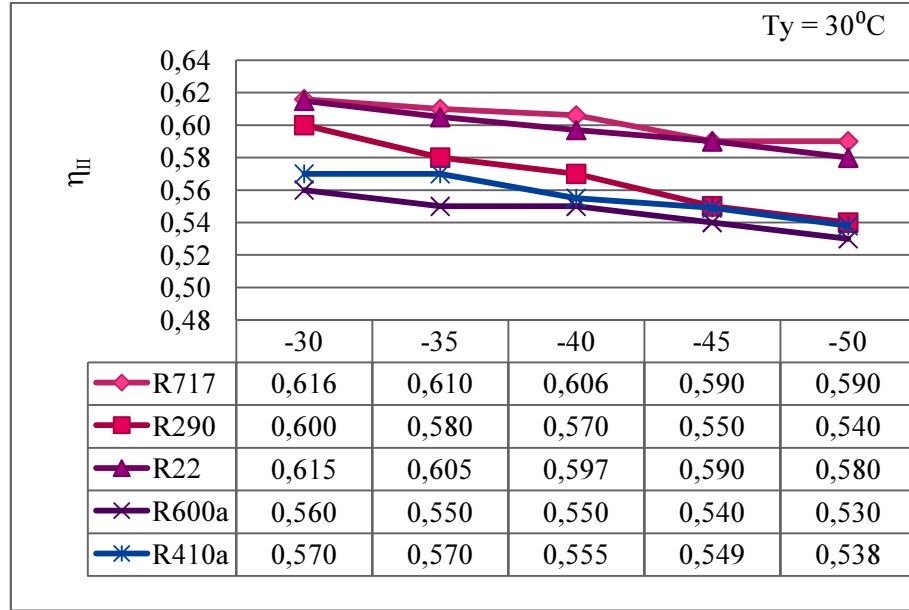
tersinmezlik değerlerinin R717, R22 ve R600a'ya ait olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 5.29 ve Şekil 5.30'dan söz konusu tasarım şartlarında çift kademeli sistem tersinmezlik değeri, tek kademeli sisteme göre düşüş göstermiştir.



Şekil 5.30. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem toplam tersinmezlik değerleri

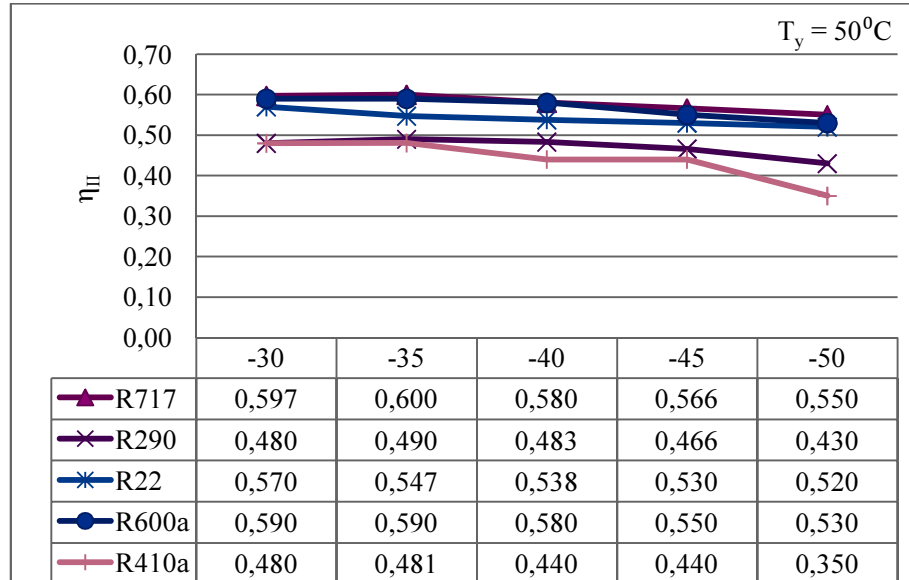
5.6. Sistemin İkinci Kanun Verim Değerleri

Soğutma sistemlerinde termodinamiğin birinci kanunu da önem taşımakla birlikte, sistem için belirleyici kriterlerin en önemlisi ikinci kanun verimidir. Şekil 5.31'den tek kademeli sistemde yoğunlaştırıcı sıcaklığı 30°C için tüm akışkanların ikinci yasa verim değerleri birbirinden çok farklı olmamakla birlikte en iyi ikinci yasa veriminin R717 ve R22 ye ait olduğu ve R600A'nın en düşük değere sahip olduğu görülmektedir. Esas alınan tüm akışkanlar için ikinci kanun verim alt değeri yaklaşık olarak 0.53 gibi bir değer almaktadır.



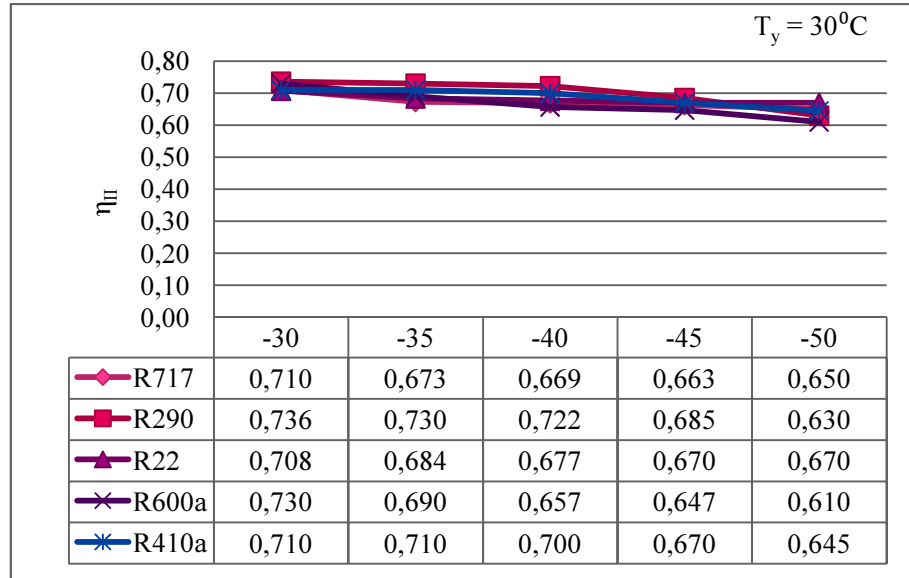
Şekil 5.31. $T_y = 30^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

Tek kademeli sistemde 50°C yoğunlaştırıcı sıcaklığı için esas alınan tüm akışkanların, ikinci kanun verimleri Şekil 5.32'de verilmiştir. Söz konusu akışkanların ikinci kanun verimleri arasında büyük fark olmamakla birlikte R717, R22 ve R600a'nın en iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.



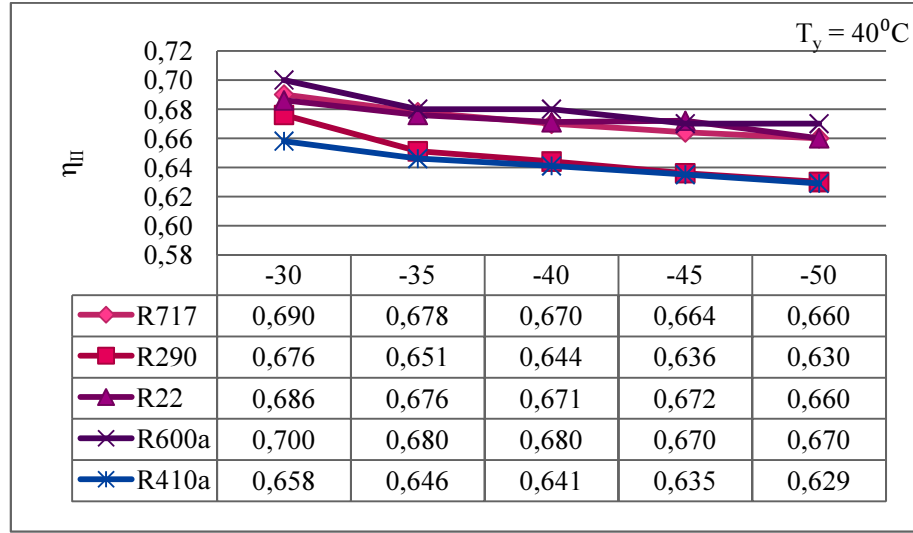
Şekil 5.32. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için tek kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

Yoğuşturucu sıcaklığı 30°C olan kademeli sistem için esas alınan tüm akışkanların ikinci kanun verimleri Şekil 5.33'te verilmiştir. Görüldüğü gibi bu tasarım şartlarında tüm akışkanların ikinci kanun verimleri neredeyse aynı çıkmıştır. Aynı yoğuşturucu sıcaklığında tek kademeli soğutma sistemin ikinci kanun verimini göstermiş olan Şekil 5.31'de ikinci kanun verim değeri 0.62-0.53 arasında değişiyor iken; çift kademeli sistem için bu değer 0.7-0.6 arasında değişiklik göstermiştir.

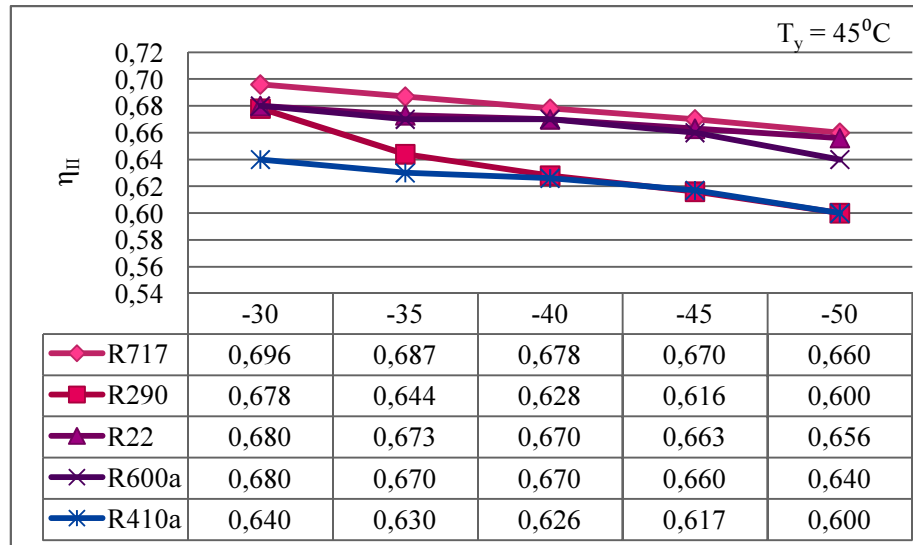


Şekil 5.33. $T_y = 30^{\circ}\text{C}$ için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

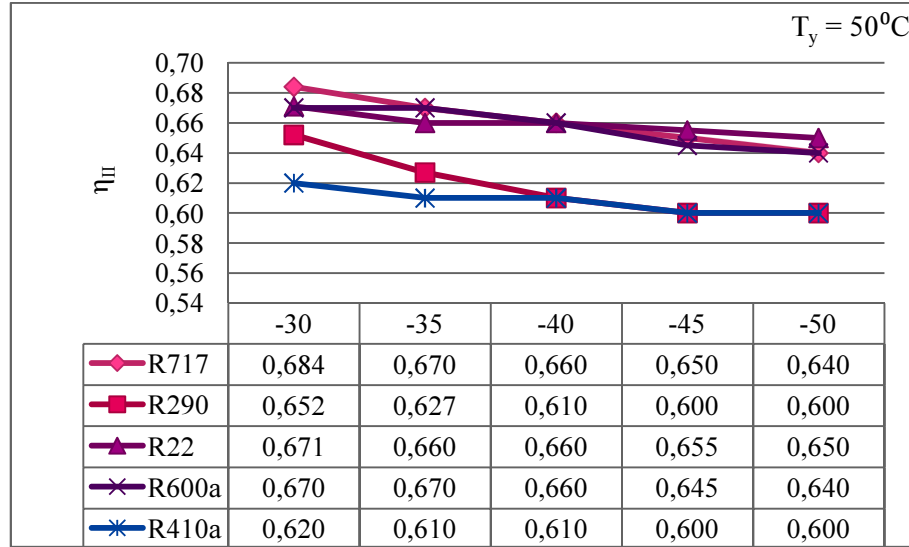
Şekil 5.34, Şekil 5.35, ve Şekil 5.36'da yoğuşturucu sıcaklıkları sırasıyla 40, 45 ve 50°C için, akışkanların ikinci kanun verim değerleri arasında önemli farklar olmamakla birlikte R600a, R717 ve R22 ile benzer değerler almıştır. Ayrıca Şekil 5.32'den tek kademeli sistemin için kanun verim alt değeri 0.35-0.50 arasında değişirken, Şekil 5.36'ya göre çift kademeli sistemde bu değer ortalama 0.6 değerini almaktadır.



Şekil 5.34. $T_y = 40^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri



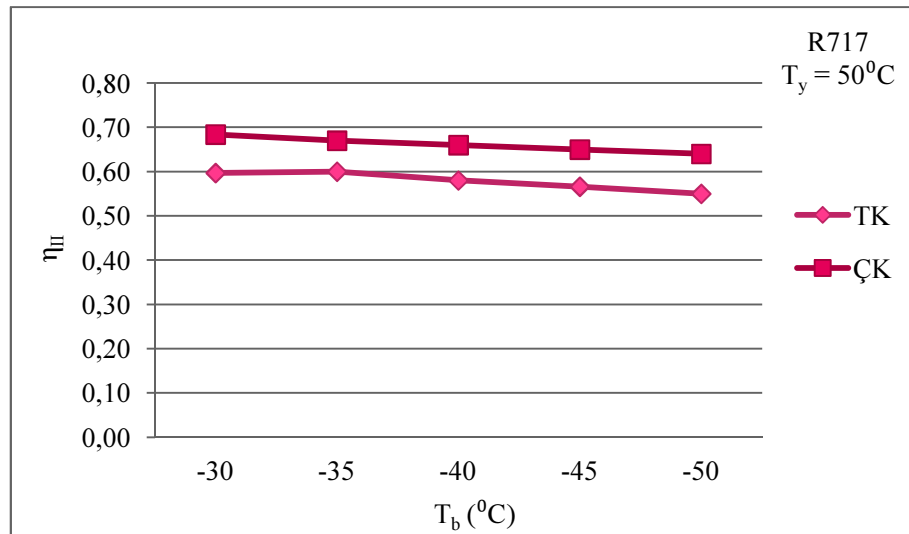
Şekil 5.35. $T_y = 45^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri



Şekil 5.36. $T_y = 50^\circ\text{C}$ için çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

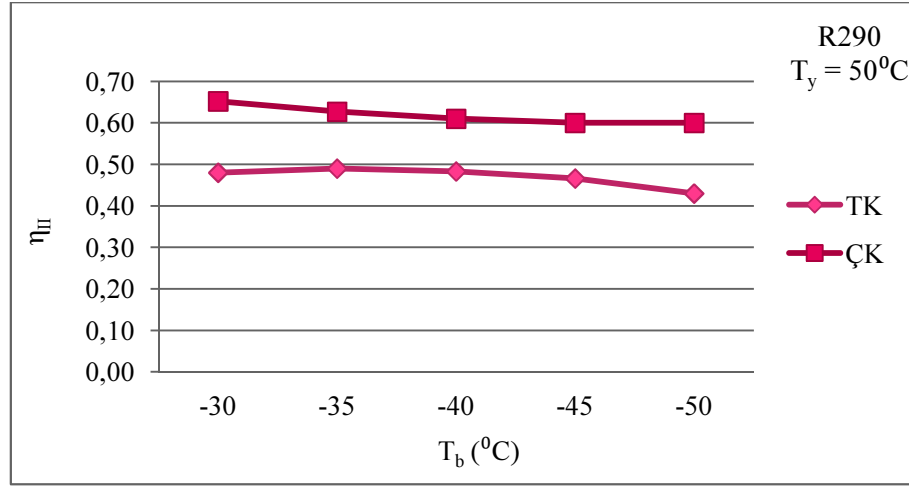
Çift kademeli sistemlerde ikinci kanun verim değerlerinin tek kademeli sisteme göre çok daha iyi değerler aldığını Şekil 5.37'den R717 için, Şekil 5.38'den R290 için, Şekil 5.39'dan R22 için, Şekil 5.40'tan R600a için ve Şekil 5.41'den R410a için tek tek görmek mümkündür.

Şekil 5.37'de R717 akışkanı için 50°C yoğuşturucu sıcaklığında ikinci kanun değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi R717 çift kademeli sistem ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır.



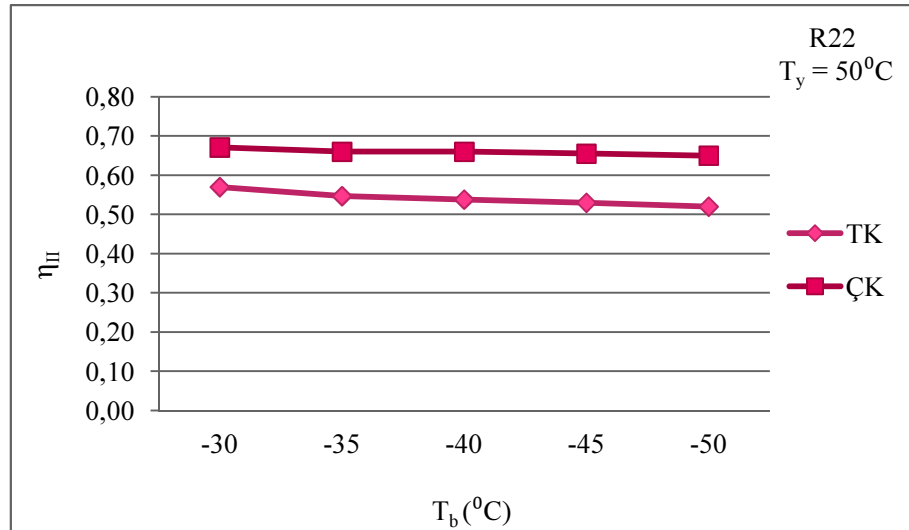
Şekil 5.37. R717 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

Şekil 5.38'de R290 akışkanı için 50°C yoğuşturucu sıcaklığında ikinci kanun değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi R290 akışkanı için çift kademeli sistem ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır.



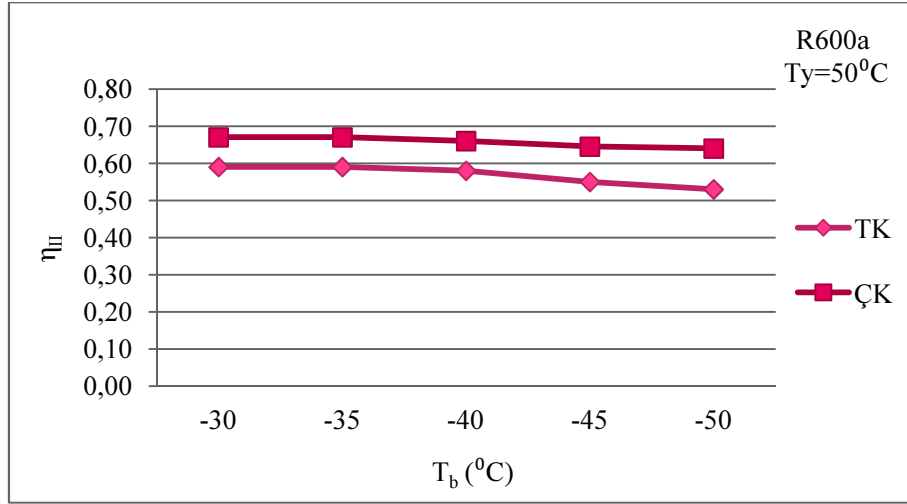
Şekil 5.38. R290 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerler

Şekil 5.39'da R22 akışkanı için 50°C yoğuşturucu sıcaklığında ikinci kanun değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi R22 akışkanı için çift kademeli sistem ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır.



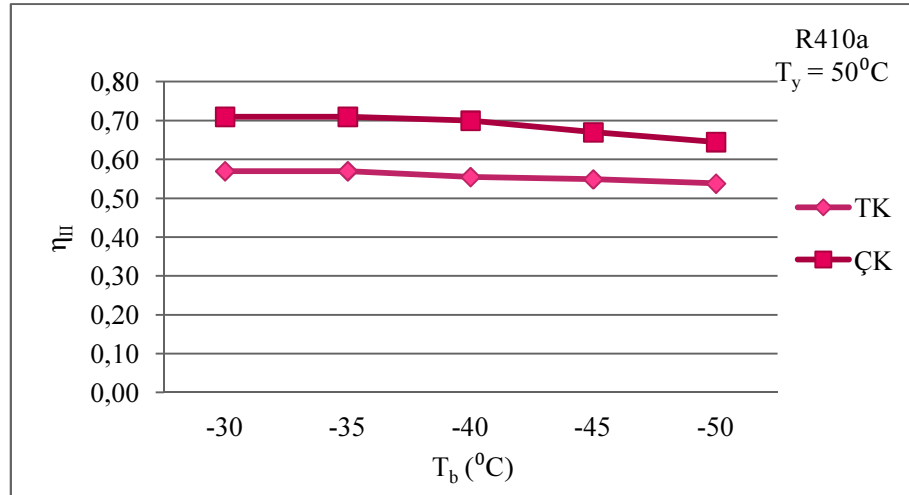
Şekil 5.39. R22 tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

Şekil 5.40'ta R600a akışkanı için 50°C yoğuşturucu sıcaklığında ikinci kanun değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi R600a akışkanı için çift kademeli sistem ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.40. R600a tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

Şekil 5.41'de R410a akışkanı için 50°C yoğuşturucu sıcaklığında ikinci kanun değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi R410a akışkanı için çift kademeli sistem ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.41. R410a tek kademeli ve çift kademeli sistem ikinci kanun verim değerleri

İlgili şekillerden de görüldüğü gibi ele alınan tüm akışkanlar için çift kademeli sistem kullanımı halinde ikinci kanun verimi, tek kademeli sisteme göre yüksek değerler almıştır. Dolayısıyla ele alınan akışkanlar ve tasarım şartları için, kademeli sistem kullanımı yerinde bir tercih olacaktır.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışma, yoğuşturucu sıcaklıklarının 40°C 'yi aşan tropikal bölgelerde proje gereği düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışılmasının zorunlu olduğu durumlarda, kademeli sistemlerin gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu gereklilik pratik uygulamada görüldüğü gibi, bu çalışmada yapılan termo-ekonomik analiz sonuçlarında da ortaya konulmuştur.

Günümüz endüstriyel kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan R717'nin yapılan analizlere göre, yüksek yoğuşturucu ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında yüksek basınç oranına ve diğer akışkanlara nazaran çok yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarına sahip olduğu görülmüştür. Öyle ki kademeli sistemlerde bile kompresör çıkış sıcaklıkları 100-150°C arasında değişebilmektedir. Oysa kompresör çıkış sıcaklıklarının 100°C üzerinde olması genel anlamda istenmeyen bir durumdur. Ayrıca R717 kararsız ve zehirli bir yapıya sahiptir. Bu yapısı nedeniyle metallerle kimyasal tepkimeler oluşturduğundan dolayı amonyaklı sistemler ağır çelik yapılardan yapılmaktadır. Bu ise hantal bir soğutma sisteminin oluşmasına, dolayısıyla ilk maliyetinin yüksek olmasına neden olmaktadır. Ayrıca, keskin ve yakıcı kokusu, boğucu ve zehirleyici etkisinden ötürü insanların toplu halde bulundukları yerlerde ve gıda ürünlerinin muhafazalarında, soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanılması risk sebebidir. Ancak bu olumsuzluklarının yanı sıra amonyağın en önemli tercih edilme sebepleri, çok iyi bir soğutma yapabilmesi ve ucuz olmasıdır. Oysa analiz sonuçlarından da görüldüğü gibi, hidrokarbon grubu akışkanlarından olan R290 ve R600a akışkanlarının kompresör çıkış sıcaklıkları ele alınan diğer akışkanlara nazaran çok daha düşüktür. Bununla birlikte hidrokarbonların performansı ve ikinci yasa verimi eğrileri yaklaşık olarak R717 ve R22 ile aynı çıkmıştır. Bu durum ise bu akışkanların R22 ve R717'ye alternatif oluşturabileceğini göstermektedir.

Endüstriyel soğutma sistemleri, gıda soğutma sektörü, ticari soğutma uygulamalarında, soğuk depoculukta vb yerlerde soğutma amaçlı kullanılmakta olan R290 ve 600a, özellikle R22 yerine kullanılması durumunda sistem ile uyumlu olacaktır. Özellikle R600a ve R290'nın hem mineral hem de sentetik yağlarda çözünebilir olmasından dolayı böyle bir sistemde herhangi bir parça değişimi yada yağ değişimine gerek olmayacaktır. Ayrıca hidrokarbonlar ucuz ve sistem maliyeti düşük gazlardır. Petrol

rafinerisi ve doğalgazdan elde edilir. Çevre dostu olan hidrokarbonlar; doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır [23]. Yanlız tüm bu avantajlarının yanı sıra en büyük dezavantajları yanıcı özelliklerinin olmasıdır. Ancak bu akışkanlar yanıcı ve patlayıcı dezavantajlarına sahip olsalar bile tutuşma sıcaklıkları çok yüksek oldukları için böyle bir ihtimal azalmaktadır. Nitekim bu grupta olan propanın tutuşma sıcaklığı 470°C iken izobütan için bu değer 494°C'dir [23]. Hidrokarbonların yüksek yanıcılık ve patlayıcılık özelliklerinden dolayı, Avrupa Birliği ve Amerika'da belirlenen bazı standartlar ile bu akışkanların soğutma sistemlerindeki kullanım miktarı kısıtlanmıştır [24].

Bunların yanı sıra R290 ve R600a arasında bir kıyas yapılacak olursa R290'nın basınç oranı, R600a'nın basınç oranından düşüktür. Dolayısıyla bu durum kendini volümetrik verimde de göstermektedir. Bunun sonucu olarak aynı şartlarda R600a'nın volümetrik verimi R290 'a göre daha düşük olmaktadır. Yoğusturucu sıcaklıkları 30-35⁰C olması durumlarında -30-(-50) ⁰C buharlaştırıcı sıcaklıkları için R290 ve R600a 'nın ikinci yasa verim değerleri yaklaşık benzer değerler alırken, yüksek yoğusturucu sıcaklıklarında R600a nın R290'a nazaran daha iyi performans gösterdiği söylenebilir.

Genellikle R22'ye alternatif olarak kullanılan hidrofluokarbon grubu olan R32a ve R125a'nın (%50) oranında karıştırılması ile elde edilmiş azeotropik bir gaz olan R410a soğutucu akışkanın basınç oranı, kompresör çıkış sıcaklıkları ve volümetrik verim olarak R22 ile benzer davranışlar göstermiştir. Ayrıca performans katsayısı ve ikinci yasa verimi olarak da R22'ye paralel değerler göstermiştir. Bilindiği gibi R22 hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) Klor, flor, hidrojen ve karbon içeren, oldukça yüksek sera etkisine sahiptirler. Bu nedenle çevreye zararlı olduğu anlaşılmıştır. Dolayısıyla R22'ye göre daha çevreci olan R410a soğutucu akışkanı R22'ye iyi bir alternatif oluşturabileceği söylenebilir. Ayrıca R410a'nın ozon delme potansiyeli sıfır olması, yanıcı olmaması ve alüminyum, bakır, çelik vb metal parçalarla temaslarında uzun süre kararlılığını koruması da R410a'nın avantajları arasındadır [25]. R410a R22'ye göre daha yüksek basınç değerlerine sahip olduğundan dolayı R22 ye göre tasarlanmış sistemlerde kullanılamaz; ancak tasarlanan yeni cihazlarda kullanılabilir [26]. R410a'nın R22'ye göre dezavantajlarından biri de sera etkisinin olması ve mineral yağlarla uyumlu çalışmamasıdır.

Sonuç olarak bu çalışma ile halen kademeli soğutma sistemlerinde yoğun olarak kullanılan R717, R22 gibi soğutucu akışkanlara alternatif olarak yerine göre kullanılabilecek daha çevreci, basınç oranları ve kompresör çıkış sıcaklıkları daha düşük olan R290, R600a ve R410a soğutucu akışkanların kullanımının uygun olduğu söylenebilir. Özellikle yoğuşturucu sıcaklıklarının 30°C ile 40°C ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının da -30°C ile -50°C arasında değişmesi durumunda kademeli soğutma sistemlerinde R290 ve R600a soğutucu akışkanlarının sıkıntı oluşturmada kullanılabilecekleri görülmüştür. Nitekim son yıllarda çeşitli endüstriyel sistemlerde bu akışkanlara yönelme olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan 40-50°C arasındaki yoğuşturucu, -30-(-50)°C buharlaştırıcı sıcaklıkları arasında kademeli sistemlerde R717 yerine R600a'nın kullanılabileceği ve daha iyi performansla çalışabileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Kılıç B. , Şencan Şahin A. , İpek O.**, Aynı Çalışma Şartlarında Üç Farklı Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Performans Analizi.
- [2] **Alan, A.**, 2011. Çift Kademeli CO₂'li soğutma sistemlerinde genleşme türbini kullanımının enerji potansiyeline etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [3] **Savaş, S., Yalçın, E. ,** 2006. Tek Ve Çift Kademeli Amonyaklı Soğutma Sistemlerinde Daha Basit Donanım İmkanları, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 94.
- [4] **Ceylan, M.**, 2002. Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [5] **Çelik, E.**, 2003. Tek Ve Çift Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Simülasyonu Ve Kıyaslaması , Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [6] **Menlik, T.**, 2005. Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali ve Performans Deneyleri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [7] **Olcayer A.**, 2005. İki Kademeli NH₃ ve H₂O Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Performans ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [8] **Söğüt Z.M. , Bulgurcu, H., Yalçın E.**, 2013. Soğutma Sektöründe Soğutucu Akışkanlara Bağlı Emisyon Envanteri, Tesisat Mühendisliği, 137.
- [9] Frigo Teknik Soğutma Sistemleri, Soğutucu Akışkanlar.
- [10] **Molina, M.J. Rowland, F.S.**, 1974. Stratosphere Sink For Chlorofluoro-Methanes Chlorine Catalyzed Destruction of Ozone, Nature, Vol. 249, pp. 810-812.
- [11] **Özcan, H., Arcaklıoğlu, E.**, 2011. Alternatif Soğutucu Akışkanlar Olarak Çevre Dostu Hidrokarbonların Kullanılması Üzerine Bir Değerlendirme, 6.Uluslararası İleri Teknoloji Sempozyumu, Elazığ.
- [12] **Heinz Jürgensen**, Propane as R22-Replacement in Commercial Appliances.
- [13] URL 1, <http://www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf> , 15 Temmuz 2014.
- [14] Guidelines For The Utilization Of R600A and R290.
- [15] **Arcaklıoğlu, E., Erişen, A.**, 2002. R12, R22, R502 Soğutucu Akışkanlarının ve Alternatif Karışımlarının Soğutma Sistemlerindeki Termodinamik Analizi. Teknoloji, 3-4.
- [16] **Ching-Song Jwo, Chen-Ching Ting, Wei-Ru Wang**, 2009. Efficiency Analysis of Home Refrigerators by Replacing Hydrocarbon Refrigerants, Measurement, 42.

- [17] **Wongwises, S., Chimres, N.**, 2005. Experimental Study of Hydrocarbon Mixtures to Replace HFC134a In Domestic Refrigerators. *Energy Conservation And Management* 46, 85–100.
- [18] **Hammed, M.A., Alsaad, M.A.**, 1999. The Use of Hydrocarbon Mixtures As Refrigerants in Domestic Refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 19, 1181–1189.
- [19] **G. Lampugnani, M. Zgliczynski**, R290 as a Substitute of R502 and R22 in Commercial Refrigeration and Air Conditioning.
- [20] **Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö., Bakırcı, K.**, Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifler.
- [21] **Yamankaradeniz R., Horuz, İ., Coşkun, S.**, Soğutma Tekniği Ve Uygulamaları.
- [22] **Çengel, A.Yunus, Boles. Michael, A.**, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.
- [23] URL 2, www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf, 20 Mayıs 2014.
- [24] URL3, <http://www.transfairgmbh.homepage.tonline.de/Transfair%20Refrigerator%20Cooling%20Circuit%20Designing.pdf>, 20 Temmuz 2014.
- [25] DuPont™ Suva® 407C (R-407C) and DuPont™ Suva® 410A (R-410A) Properties, Uses, Storage, and Handling.
- [26] Solkane® 410 Thermodynamics.
- [27] **Corberan, J.M. , Segurado , J., Colbourne ,D., Gonzalvez, J.**, 2008, Review of Standards For The Use of Hydrocarbon Refrigerants In A/C, Heat Pump and Refrigeration Equipment, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 748-756.
- [28] Ashrae Temel El Kitabı (Fundamentals), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri.
- [29] **Pıhtılı, K.**, Soğutma Tekniği Ders Notları.
- [30] **Dossat, R.J.**, 1997. *Principles of Refrigeration*, Prentice Hall, New Jersey, A.B.D.
- [31] **Bejan, A.**, 1997. *Advanced Engineering Thermodynamics*, New York, A.B.D.
- [32] **Dingeç, H.**, 1996. Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators, Master Thesis, M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences.
- [33] **Sciubba, E.**, 2001. Beyond Thermoeconomics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems, *Exergy, an International Journal*, Cilt 1, No 2, 68-84.
- [34] **Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M.** 2002. Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, *Exergy, an International Journal*, 2(4), 266-274.

- [35] **Kızılkan, Ö.** 2004, Examination of Superheating and Subcooling Effects in Refrigeration Systems with Compressor in Terms of Thermoeconomics for Different Refrigerants, S.D.Ü., The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117 p, Isparta.
- [36] **Kızılkan, Ö., Selbaş, R. ve Şencan, A.** 2006. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma Etkisinin Isıl Ekonomik Açıdan İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 21, No 2, 387-393.
- [37] URL 4, <http://www.ref-wiki.com/content/view/31503/28/>, İntercooler Type, 10 Temmuz 2014.

EKLER

Tablo 1. R717 İçin Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu										
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (°C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _V	P ₂ /P ₁	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R717	30	-30	4.96	3.1	1.140	0.440	0.616	0.80	9.8	135
		-35	4.41	2.7	1.300	0.500	0.610	0.74	13.2	150
		-40	3.96	2.4	1.460	0.575	0.606	0.68	16.3	170
		-45	3.58	2.1	1.660	0.680	0.590	0.59	21.4	190
		-50	3.25	1.9	1.817	0.738	0.590	0.48	28.6	200
	35	-30	4.50	2.8	1.249	0.512	0.590	0.76	11.6	150
		-35	4.00	2.4	1.460	0.590	0.590	0.70	15.7	170
		-40	3.66	2.2	1.582	0.620	0.579	0.64	19.4	180
		-45	3.32	1.9	1.820	0.770	0.570	0.54	25.5	200
		-50	3.04	1.7	2.020	0.914	0.548	0.43	34.0	230
	40	-30	4.13	2.4	1.450	0.600	0.585	0.74	13.0	170
		-35	3.73	2.2	1.610	0.670	0.582	0.66	17.5	180
		-40	3.40	2.0	1.760	0.730	0.580	0.60	21.6	200
		-45	3.10	1.8	1.990	0.850	0.560	0.49	28.5	220
		-50	2.85	1.6	2.160	0.935	0.540	0.35	38.0	235
	45	-30	3.81	2.3	1.540	0.620	0.597	0.71	14.9	180
		-35	3.47	2.0	1.760	0.750	0.570	0.62	20.1	200
		-40	3.17	1.9	1.890	0.785	0.580	0.54	24.8	210
		-45	2.91	1.7	2.120	0.910	0.568	0.43	32.7	240
		-50	2.68	1.5	2.320	1.011	0.564	0.28	43.8	250
	50	-30	3.54	2.1	1.660	0.667	0.597	0.68	17.0	190
		-35	3.24	2.0	1.800	0.710	0.600	0.57	23.0	200
		-40	2.97	1.7	2.026	0.844	0.580	0.51	28.3	220
		-45	2.74	1.6	2.260	0.980	0.566	0.38	37.3	240
		-50	2.53	1.4	2.510	1.124	0.550	0.21	49.7	260

Tablo 2. R22 İçin Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu										
Soğutucu Akışkan	T_y (°C)	T_b (°C)	COP_{tr}	COP	W_{net} (kJ/kg)	I_{net} (kJ/kg)	η_{II}	η_{V1}	P_2/P_1	Çıkış sıcaklığı (°C)
R22	30	-30	4.96	3.1	1.150	0.440	0.615	0.81	7.3	65
		-35	4.41	2.7	1.310	0.510	0.605	0.76	9.0	70
		-40	3.96	2.4	1.480	0.590	0.597	0.70	11.3	75
		-45	3.58	2.1	1.650	0.670	0.590	0.63	14.0	80
		-50	3.25	1.9	1.830	0.750	0.580	0.50	18.5	85
	35	-30	4.50	2.7	1.320	0.580	0.550	0.73	8.3	75
		-35	4.05	2.1	1.670	0.710	0.570	0.72	10.3	80
		-40	3.66	1.9	1.820	0.760	0.578	0.61	12.9	83
		-45	3.32	1.8	1.870	0.820	0.560	0.57	16.3	87
		-50	3.16	1.7	2.040	0.930	0.540	0.54	21.0	95
	40	-30	4.13	2.5	1.400	0.630	0.600	0.76	9.4	80
		-35	3.73	2.2	1.610	0.676	0.580	0.73	11.6	80
		-40	3.40	1.9	1.800	0.760	0.573	0.63	14.6	87
		-45	3.10	1.7	2.000	0.880	0.560	0.51	18.5	93
		-50	2.85	1.6	2.230	0.990	0.550	0.42	23.8	95
	45	-30	3.81	2.2	1.590	0.670	0.570	0.72	10.5	85
		-35	3.47	2.0	1.800	0.780	0.562	0.64	13.0	93
		-40	3.17	1.8	2.000	0.890	0.550	0.58	16.4	95
		-45	2.91	1.6	2.200	0.990	0.547	0.44	20.8	100
		-50	2.68	1.4	2.430	1.120	0.530	0.35	26.8	107
	50	-30	3.54	2.0	1.720	0.730	0.570	0.68	11.9	95
		-35	3.24	1.8	1.980	0.890	0.547	0.60	14.7	98
		-40	2.97	1.6	2.190	1.010	0.538	0.53	18.5	100
		-45	2.74	1.5	2.410	1.130	0.530	0.40	23.4	108
		-50	2.53	1.3	2.640	1.250	0.520	0.27	30.1	110

Tablo 3. R600a İçin Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu										
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (°C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _{V1}	P ₂ /P ₁	Çıkış sıcaklığı (°C)
R600a	30	-30	4.96	2.8	1.260	0.550	0.560	0.75	8.7	37
		-35	4.41	2.4	1.440	0.640	0.550	0.68	11.1	37
		-40	3.96	2.2	1.590	0.700	0.550	0.60	14.3	42
		-45	3.58	1.9	1.810	0.830	0.540	0.49	18.3	45
		-50	3.25	1.8	2.000	0.920	0.530	0.31	25.0	47
	35	-30	4.50	2.7	1.320	0.540	0.580	0.72	10.0	37
		-35	4.05	2.3	1.500	0.630	0.570	0.64	13.0	37
		-40	3.66	2.0	1.750	0.790	0.550	0.54	16.4	42
		-45	3.32	1.9	1.890	0.840	0.550	0.41	21.0	45
		-50	3.04	1.7	2.120	0.960	0.540	0.21	28.8	47
	40	-30	4.13	2.5	1.410	0.560	0.600	0.68	11.3	37
		-35	3.73	2.2	1.590	0.650	0.580	0.59	14.4	37
		-40	3.40	2.0	1.780	0.740	0.570	0.48	18.6	42
		-45	3.10	1.7	2.000	0.880	0.560	0.34	23.7	45
		-50	2.85	1.6	2.250	1.022	0.540	0.14	31.5	47
	45	-30	3.81	2.3	1.530	0.610	0.590	0.63	13.0	37
		-35	3.47	2.0	1.710	0.700	0.590	0.53	16.7	37
		-40	3.17	1.9	1.870	0.770	0.580	0.40	21.4	42
		-45	2.91	1.7	2.110	0.900	0.570	0.25	27.4	45
		-50	2.68	1.5	2.200	1.000	0.540	-0.01	37.5	47
	50	-30	3.54	2.1	1.650	0.660	0.590	0.59	14.6	37
		-35	3.24	1.9	1.830	0.880	0.590	0.48	18.6	37
		-40	2.97	1.7	2.000	0.830	0.580	0.29	25.8	42
		-45	2.74	1.5	2.290	1.000	0.550	0.16	30.6	45
		-50	2.53	1.4	2.600	1.210	0.530	-0.11	41.9	47

Tablo 4. R290 İçin Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu										
Soğutucu Akışkan	T_y (°C)	T_b (°C)	COP_{tr}	COP	$W_{net}(kJ/kg)$	$I_{net}(kJ/kg)$	η_{II}	η_{V1}	P_2/P_1	Çıkış sıcaklığı(°C)
R290	30	-30	4.96	2.9	1.200	0.650	0.600	0.79	7.4	45
		-35	4.41	2.3	1.360	0.680	0.580	0.74	7.8	50
		-40	3.96	2.3	1.540	0.700	0.570	0.73	9.7	40
		-45	3.58	2.0	1.750	0.770	0.550	0.58	12.0	50
		-50	3.25	1.8	1.970	0.890	0.540	0.50	15.3	55
	35	-30	4.50	2.6	1.330	0.550	0.584	0.73	7.4	40
		-35	4.05	2.4	1.490	0.620	0.580	0.72	8.9	46
		-40	3.66	2.0	1.690	0.730	0.565	0.67	11.2	50
		-45	3.32	1.9	1.890	0.830	0.560	0.60	13.9	57
		-50	3.04	1.6	2.140	0.980	0.540	0.47	17.7	60
	40	-30	4.13	2.2	1.570	0.726	0.540	0.75	8.2	50
		-35	3.73	2.0	1.750	0.810	0.535	0.68	9.8	53
		-40	3.40	1.8	1.940	0.911	0.530	0.62	12.3	55
		-45	3.10	1.6	2.220	1.090	0.510	0.48	15.2	57
		-50	2.85	1.5	2.390	1.160	0.510	0.39	19.4	60
	45	-30	3.81	2.0	1.770	0.840	0.520	0.70	8.9	60
		-35	3.47	1.8	1.910	0.900	0.530	0.64	10.7	60
		-40	3.17	1.6	2.250	1.150	0.500	0.56	13.5	65
		-45	2.91	1.4	2.430	1.220	0.496	0.42	16.6	67
		-50	2.68	1.3	2.710	1.400	0.482	0.31	21.3	70
	50	-30	3.54	1.7	2.060	1.070	0.480	0.66	10.2	63
		-35	3.24	1.6	2.200	1.120	0.490	0.56	12.3	65
		-40	2.97	1.4	2.440	1.260	0.483	0.50	15.4	67
		-45	2.74	1.3	2.740	1.460	0.466	0.35	19.0	70
		-50	2.53	1.1	3.200	1.810	0.430	0.24	24.3	75

Tablo 5. R410a İçin Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Tek Kademeli Sistem Hesap Tablosu										
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (°C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _{VI}	P ₂ /P ₁	Çıkış sıcaklığı (°C)
R410a	30	-30	4.96	2.8	1.240	0.530	0.570	0.73	6.8	65
		-35	4.41	2.6	1.370	0.580	0.570	0.76	8.6	65
		-40	3.96	2.3	1.510	0.620	0.555	0.71	10.7	67
		-45	3.58	2.0	1.780	0.800	0.549	0.64	13.4	75
		-50	3.25	1.8	2.000	0.920	0.538	0.53	17.1	80
	35	-30	4.50	2.6	1.350	0.570	0.577	0.77	7.9	70
		-35	4.05	2.3	1.520	0.650	0.570	0.73	9.7	73
		-40	3.66	2.0	1.690	0.738	0.565	0.66	12.1	75
		-45	3.32	1.8	1.980	0.920	0.532	0.56	15.3	83
		-50	3.04	1.5	2.300	1.190	0.480	0.48	19.4	90
	40	-30	4.13	2.3	1.550	0.700	0.540	0.75	8.9	75
		-35	3.73	2.0	1.760	0.820	0.526	0.70	11.0	80
		-40	3.40	1.7	2.020	0.990	0.510	0.63	13.7	85
		-45	3.10	1.5	2.270	1.140	0.500	0.51	17.3	87
		-50	2.85	1.4	2.430	1.200	0.490	0.42	22.0	90
	45	-30	3.81	1.9	1.840	0.920	0.500	0.71	10.0	85
		-35	3.47	1.8	2.000	0.980	0.500	0.65	12.4	90
		-40	1.17	1.6	2.180	1.090	0.500	0.56	15.5	90
		-45	2.91	1.4	2.480	1.270	0.480	0.46	19.5	95
		-50	2.68	1.3	2.770	1.460	0.470	0.33	24.8	100
	50	-30	3.54	1.7	2.060	1.070	0.480	0.68	11.3	90
		-35	3.24	1.6	2.250	1.170	0.481	0.62	13.9	93
		-40	2.97	1.3	2.640	1.460	0.440	0.53	17.4	100
		-45	2.74	1.2	2.860	1.570	0.440	0.42	21.9	103
		-50	2.53	0.9	3.400	2.000	0.350	0.40	27.0	105

Tablo 6. R717 İçin Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu											
Soğutucu Akışkan	T_y (°C)	T_b (°C)	COP_{tr}	COP	W_{net} (kJ/kg)	I_{net} (kJ/kg)	η_{II}	η_{V1}	η_{V2}	P_2/P_1	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R717	30	-30	4.96	3.540	0.990	0.280	0.710	0.947	0.943	9.8	75
		-35	4.41	2.970	1.180	0.380	0.673	0.940	0.930	13.2	85
		-40	3.96	2.650	1.320	0.430	0.669	0.936	0.919	16.3	90
		-45	3.58	2.370	1.470	0.490	0.663	0.900	0.900	21.4	100
		-50	3.25	2.120	1.650	0.570	0.650	0.890	0.889	28.6	110
	35	-30	4.50	3.200	1.098	0.310	0.700	0.938	0.940	11.6	90
		-35	4.00	2.720	1.290	0.420	0.670	0.920	0.928	15.7	100
		-40	3.66	2.370	1.470	0.520	0.650	0.910	0.912	19.4	100
		-45	3.32	2.140	1.630	0.580	0.645	0.890	0.890	25.5	110
		-50	3.04	1.900	1.840	0.680	0.630	0.860	0.878	34.0	120
	40	-30	4.13	2.860	1.220	0.370	0.690	0.925	0.930	13.0	98
		-35	3.73	2.530	1.380	0.440	0.678	0.910	0.910	17.5	100
		-40	3.40	2.280	1.540	0.500	0.670	0.900	0.887	21.6	110
		-45	3.10	2.000	1.700	0.570	0.664	0.880	0.870	28.5	120
		-50	2.85	1.890	1.860	0.620	0.660	0.870	0.860	38.0	120
	45	-30	3.81	2.650	1.320	0.400	0.696	0.929	0.923	14.9	100
		-35	3.47	2.380	1.470	0.460	0.687	0.910	0.910	20.1	110
		-40	3.17	2.150	1.630	0.520	0.678	0.902	0.895	24.8	110
		-45	2.91	1.960	1.790	0.580	0.670	0.870	0.880	32.7	120
		-50	2.68	1.770	1.970	0.660	0.660	0.850	0.863	43.8	130
	50	-30	3.54	2.420	1.450	0.450	0.684	0.920	0.920	17.0	110
		-35	3.24	2.170	1.610	0.520	0.670	0.890	0.900	23.0	120
		-40	2.97	1.980	1.760	0.580	0.660	0.880	0.890	28.3	120
		-45	2.74	1.770	1.900	0.690	0.650	0.870	0.870	37.3	130
		-50	2.53	1.620	2.170	0.780	0.640	0.850	0.860	49.7	135

Tablo 7. R22 İçin Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu											
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (°C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _{V1}	η _{V2}	P ₂ /P ₁	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R22	30	-30	4.96	3.510	1.000	0.300	0.708	0.940	0.940	7.3	47
		-35	4.41	3.000	1.160	0.360	0.684	0.936	0.933	9.0	50
		-40	3.96	2.680	1.300	0.420	0.677	0.930	0.920	11.3	50
		-45	3.58	2.410	1.450	0.478	0.670	0.914	0.910	14.0	55
		-50	3.25	2.200	1.590	0.510	0.670	0.900	0.890	18.5	55
	35	-30	4.50	3.120	1.120	0.340	0.693	0.940	0.930	8.3	52
		-35	4.05	2.750	1.270	0.400	0.680	0.930	0.920	10.3	55
		-40	3.66	2.470	1.420	0.460	0.676	0.919	0.920	12.9	57
		-45	3.32	2.230	1.570	0.510	0.670	0.900	0.890	16.3	60
		-50	3.16	2.090	1.670	0.560	0.661	0.890	0.880	21.0	65
	40	-30	4.13	2.830	1.230	0.380	0.686	0.930	0.930	9.4	60
		-35	3.73	2.520	1.390	0.450	0.676	0.920	0.914	11.6	63
		-40	3.40	2.280	1.540	0.500	0.671	0.910	0.900	14.6	65
		-45	3.10	2.000	1.680	0.550	0.672	0.900	0.860	18.5	67
		-50	2.85	1.880	1.860	0.620	0.660	0.880	0.840	23.8	65
	45	-30	3.81	2.590	1.350	0.430	0.680	0.930	0.930	10.5	63
		-35	3.47	2.330	1.500	0.490	0.673	0.910	0.900	13.0	65
		-40	3.17	2.120	1.650	0.540	0.670	0.900	0.880	16.4	70
		-45	2.91	1.930	1.820	0.610	0.663	0.890	0.870	20.8	73
		-50	2.68	1.760	1.990	0.680	0.656	0.880	0.860	26.8	75
	50	-30	3.54	2.370	1.470	0.480	0.671	0.920	0.920	11.9	70
		-35	3.24	2.160	1.620	0.540	0.660	0.910	0.900	14.7	73
		-40	2.97	1.960	1.780	0.600	0.660	0.900	0.890	18.5	75
		-45	2.74	1.780	1.950	0.670	0.655	0.880	0.870	23.4	80
		-50	2.53	1.640	2.130	0.740	0.650	0.870	0.850	30.1	83

Tablo 8. R600a İçin Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu											
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (°C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _{V1}	η _{V2}	P ₂ /P ₁	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R600a	30	-30	4.96	3.630	0.960	0.250	0.730	0.930	0.930	8.7	37
		-35	4.41	3.060	1.140	0.360	0.690	0.920	0.920	11.1	37
		-40	3.96	2.600	1.340	0.460	0.657	0.900	0.900	14.3	37
		-45	3.58	2.310	1.510	0.530	0.647	0.890	0.890	18.3	37
		-50	3.25	2.000	1.740	0.660	0.610	0.860	0.860	25.0	37
	35	-30	4.50	3.100	1.130	0.350	0.690	0.920	0.920	10.0	37
		-35	4.05	2.750	1.270	0.400	0.680	0.910	0.910	13.0	37
		-40	3.66	2.520	1.390	0.430	0.675	0.890	0.890	16.4	37
		-45	3.32	2.270	1.540	0.480	0.670	0.880	0.880	21.0	37
		-50	3.04	2.01	1.74	0.59	0.660	0.850	0.850	28.8	37
	40	-30	4.13	2.900	1.210	0.360	0.700	0.920	0.920	11.3	37
		-35	3.73	2.550	1.370	0.430	0.680	0.900	0.900	14.4	37
		-40	3.40	2.330	1.500	0.460	0.680	0.890	0.890	18.6	37
		-45	3.10	2.000	1.680	0.550	0.670	0.870	0.870	23.7	37
		-50	2.85	1.910	1.830	0.600	0.670	0.850	0.840	31.5	37
	45	-30	3.81	2.620	1.340	0.420	0.680	0.910	0.910	13.0	37
		-35	3.47	2.350	1.490	0.480	0.670	0.890	0.890	16.7	37
		-40	3.17	2.140	1.640	0.530	0.670	0.880	0.880	21.4	37
		-45	2.91	1.920	1.830	0.620	0.660	0.860	0.860	27.4	37
		-50	2.68	1.710	2.000	0.740	0.640	0.830	0.830	37.5	37
	50	-30	3.54	2.370	1.470	0.480	0.670	0.910	0.900	14.6	37
		-35	3.24	2.190	1.610	0.510	0.670	0.890	0.890	18.6	37
		-40	2.97	1.960	1.780	0.600	0.660	0.860	0.860	25.8	37
		-45	2.74	1.760	1.930	0.700	0.645	0.850	0.850	30.6	37
		-50	2.53	1.620	2.160	0.770	0.640	0.820	0.820	41.9	37

Tablo 9. R290 İçin Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu											
Soğutucu Akışkan	T_y (°C)	T_b (°C)	COP_{tr}	COP	W_{net} (kJ/kg)	I_{net} (kJ/kg)	η_{II}	η_{V1}	η_{V2}	P_2/P_1	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R290	30	-30	4.96	3.650	0.960	0.250	0.736	0.930	0.940	7.4	40
		-35	4.41	3.230	1.000	0.290	0.730	0.910	0.937	7.8	37
		-40	3.96	2.860	1.220	0.340	0.722	0.910	0.930	9.7	40
		-45	3.58	2.450	1.430	0.450	0.685	0.900	0.900	12.0	40
		-50	3.25	2.060	1.700	0.620	0.630	0.890	0.880	15.3	40
	35	-30	4.50	3.150	1.100	0.320	0.698	0.930	0.940	7.4	35
		-35	4.05	2.750	1.270	0.400	0.679	0.930	0.940	8.9	36
		-40	3.66	2.420	1.450	0.490	0.661	0.910	0.910	11.2	40
		-45	3.32	2.180	1.610	0.550	0.655	0.910	0.900	13.9	43
		-50	3.04	1.930	1.810	0.650	0.637	0.890	0.880	17.7	45
	40	-30	4.13	2.790	1.250	0.400	0.676	0.930	0.925	8.2	40
		-35	3.73	2.430	1.440	0.500	0.651	0.930	0.920	9.8	43
		-40	3.40	2.190	1.600	0.570	0.644	0.910	0.900	12.3	45
		-45	3.10	1.970	1.770	0.650	0.636	0.900	0.880	15.2	45
		-50	2.85	1.800	1.950	0.710	0.630	0.890	0.860	19.4	50
	45	-30	3.81	2.580	1.350	0.430	0.678	0.930	0.920	8.9	53
		-35	3.47	2.230	1.570	0.560	0.644	0.910	0.920	10.7	55
		-40	3.17	1.990	1.760	0.650	0.628	0.910	0.890	13.5	55
		-45	2.91	1.790	1.950	0.750	0.616	0.900	0.880	16.6	57
		-50	2.68	1.630	2.150	0.840	0.600	0.890	0.860	21.3	60
	50	-30	3.54	2.310	1.520	0.520	0.652	0.910	0.910	10.2	50
		-35	3.24	2.000	1.720	0.640	0.627	0.900	0.900	12.3	53
		-40	2.97	1.760	1.990	0.800	0.610	0.880	0.880	15.4	55
		-45	2.74	1.590	2.200	0.900	0.600	0.880	0.860	19.0	57
		-50	2.53	1.450	2.410	1.020	0.600	0.850	0.840	24.3	60

Tablo 10. R410a İçin Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu

Çift Kademeli Sistem Hesap Tablosu											
Soğutucu Akışkan	T _y (°C)	T _b (C)	COP _{tr}	COP	W _{net} (kJ/kg)	I _{net} (kJ/kg)	η _{II}	η _{V1}	η _{V2}	P ₂ /P ₁	Kompresör Çıkış sıcaklığı (°C)
R410a	30	-30	4.96	3.520	0.990	0.290	0.710	0.930	0.930	6.8	45
		-35	4.41	3.140	1.110	0.320	0.710	0.920	0.930	8.6	45
		-40	3.96	2.790	1.250	0.370	0.700	0.920	0.920	10.7	47
		-45	3.58	2.400	1.460	0.480	0.670	0.910	0.900	13.4	50
		-50	3.25	2.100	1.670	0.590	0.645	0.900	0.880	17.1	55
	35	-30	4.50	3.110	1.120	0.340	0.690	0.930	0.930	7.9	55
		-35	4.05	2.710	1.290	0.420	0.669	0.929	0.922	9.7	55
		-40	3.66	2.380	1.470	0.510	0.651	0.920	0.910	12.1	60
		-45	3.32	2.160	1.620	0.620	0.645	0.900	0.890	15.3	57
		-50	3.04	1.950	1.790	0.625	0.640	0.890	0.880	19.4	60
	40	-30	4.13	2.710	1.290	0.440	0.658	0.930	0.930	8.9	55
		-35	3.73	2.410	1.450	0.510	0.646	0.924	0.919	11.0	60
		-40	3.40	2.180	1.610	0.570	0.641	0.910	0.900	13.7	63
		-45	3.10	1.970	1.780	0.640	0.635	0.900	0.880	17.3	60
		-50	2.85	1.790	1.950	0.720	0.629	0.880	0.870	22.0	65
	45	-30	3.81	2.410	1.450	0.530	0.640	0.930	0.920	10.0	65
		-35	3.47	2.180	1.600	0.590	0.630	0.918	0.900	12.4	67
		-40	1.17	1.980	1.770	0.660	0.626	0.910	0.890	15.5	70
		-45	2.91	1.790	1.950	0.740	0.617	0.890	0.870	19.5	73
		-50	2.68	1.620	2.160	0.850	0.600	0.870	0.860	24.8	75
	50	-30	3.54	2.180	1.610	0.610	0.620	0.920	0.910	11.3	70
		-35	3.24	1.970	1.770	0.690	0.610	0.900	0.900	13.9	72
		-40	2.97	1.810	1.930	0.750	0.610	0.900	0.890	17.4	75
		-45	2.74	1.650	2.120	0.840	0.600	0.890	0.870	21.9	77
		-50	2.53	1.530	2.290	0.900	0.600	0.880	0.850	27.0	80

ÖZGEÇMİŞ

Perihan ÖCAL, 1988 yılında İstanbul'da doğdu. İlk ve Orta Öğrenimini Siverek'te tamamladı. 2007 yılında Halide Edip Adıvar Lisesi'nden mezun oldu. 2007 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü kazanıp; 2010 yılında mezun oldu. 2012 yılında Bingöl Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başlarken; aynı zamanda Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisansa başladı. Halen Bingöl Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.